



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI - UNIVATES

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO MECÂNICA
PARA O VEÍCULO BAJA UNIVATES**

Luis Felipe Radaelli Wienandts

Lajeado, novembro de 2019

Luis Felipe Radaelli Wienandts

DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO MECÂNICA PARA VEÍCULOS BAJA SAE

Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, da Universidade do Vale do Taquari - Univates, como parte da exigência para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rafael Crespo Izquierdo

Lajeado, novembro de 2019

AGRADECIMENTOS

O sonho de ser Engenheiro está prestes a se realizar, porém a trajetória até aqui não foi fácil. Pelo contrário, as dificuldades foram muitas, e as pessoas que me acompanharam e fizeram parte desta jornada somam muito para a conquista do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Desta forma aos que contribuíram de alguma forma deixo aqui o meu agradecimento:

Sou grato aos meus pais Luis Fernando Wienandts e Magali Radaelli Wienandts pelo apoio e incentivo aos estudos.

Agradeço à minha namorada Renata Caumo Salami por estar ao meu lado em todos os momentos.

Gratidão pela participação dos integrantes do Projeto Baja Univates Team cuja colaboração e atenção foram essenciais para que este trabalho fosse concluído satisfatoriamente.

Grato pela confiança depositada pelo meu orientador Rafael Crespo Izquierdo que dedicou inúmeras horas para sanar as minhas dúvidas e me colocar na direção correta para a realização deste trabalho.

Também agradeço à Univates e aos seus docentes que me ajudaram a percorrer este caminho.

*“As melhores coisas da vida
estão do outro lado do medo”
Will Smith*

RESUMO

O projeto BAJA consiste em uma competição de engenharia criada com o propósito de estimular os estudantes a aplicar, na prática, os conceitos aprendidos em sala de aula, com o intuito de preparar os novos engenheiros para o mercado de trabalho. A fim de desenvolver uma nova transmissão para o veículo BAJA UNIVATES, o presente trabalho propõe o dimensionamento dos elementos internos presentes em uma caixa de redução, como, por exemplo, eixos, engrenagens, chavetas e mancais. Uma vez dimensionados tais elementos será realizado o modelamento em CAD e a simulação em CAE dos mesmos. As competições contam com diversas provas criadas com o intuito de levar o veículo a falha. Levando isso em consideração, este trabalho se faz presente para contribuir com o subsistema de *powertrain*, agregando conhecimento e bagagem ao projeto. Como resultado, obteve-se um sistema com redução total de 7,84/1 distribuído em dois pares de engrenagens de 20 e 56 dentes respectivamente, acopladas em três eixos com diâmetro de 30 mm utilizando chavetas de 10 mm x 8 mm, onde que os eixos se encontram mancalizados em rolamentos 6006. O estudo de elementos finitos não identificou nenhuma tensão superior ao limite de escoamento do material de fabricação dos eixos e das engrenagens, desta forma os elementos dimensionados devem suportar todas as cargas e solicitações a qual foram dimensionados.

Palavras-chave: Transmissão para BAJA. Veículo BAJA. Elementos de máquinas.

ABSTRACT

The BAJA project consists of an engineering competition designed to encourage students to apply in practice the concepts learned in the classroom in order to prepare new engineers for the job market. In order to develop a new transmission for the BAJA UNIVATES vehicle, the present work proposes the sizing of the internal elements present in a gearbox, such as axles, gears, keys and bearings. Once these elements are dimensioned, CAD modeling and CAE simulation will be performed. The competitions have several races created with the purpose of leading the vehicle to failure. Taking this into consideration, this work is present to contribute to the powertrain subsystem, adding knowledge and background to the project. As a result, use a 7.84 / 1 total reduction system distributed on two pairs of 20 and 56 teeth gears, respectively, coupled to three 30 mm diameter shafts using 10 mm x 8 mm keys where Shafts are housed on 6006 bearings. The finite element study has not identified any stresses greater than the yield strength of the shaft and gear manufacturing material, so the dimensioned elements must have all loads and loads to be dimensioned.

Keywords: Transmission to BAJA. BAJA vehicle. Machine elements.

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 - Classificação das transmissões	23
Figura 02 - Vista em corte do sistema de transmissão de um veículo com câmbio manual.....	25
Figura 03 - Funcionamento do sistema de engrenagens em uma transmissão veicular	27
Figura 04 - Nomenclatura engrenagem cilíndrica de dente reto.....	29
Figura 05 - Pares de engrenagens.....	30
Figura 06 - Elementos fixos ao eixo	35
Figura 07 - Gráfico de ensaio para fadiga	37
Figura 08 - Fator de sensibilidade ao entalhe	40
Figura 09 - Tipos de chavetas	41
Figura 10 - Tipos de rasgos de chaveta	45
Figura 11 - Fatores de concentração de tensão para um assento de chaveta produzido por fresa de topo	45
Figura 12 - Mancais de esferas	47
Figura 13 - Mancais de rolos	48
Figura 14 - Mancais axiais.....	48
Figura 15 - Classificação dos mancais de elementos rolantes.....	49
Figura 16 - Vida de mancais de elementos rolantes	50

Figura 17 - Fluxograma de atividades	54
Figura 18 - Motor <i>Briggs & Stratton</i> 10 HP	59
Figura 19 - Curva de torque do motor	59
Figura 20 - Conjunto CVT GAGED GX9	60
Figura 21 - Diagrama de corpo livre eixo 1 no plano XY	67
Figura 22 - Diagrama de corpo livre eixo 1 no plano XZ	68
Figura 23 - Diagrama de corpo livre eixo 2 no plano XY	68
Figura 24 - Diagrama de corpo livre eixo 2 no plano XZ	69
Figura 25 - Diagrama de corpo livre eixo 3 no plano XY	69
Figura 26 - Diagrama de corpo livre eixo 3 no plano XZ	70
Figura 27 - Magnitude do momento fletor no eixo 1	71
Figura 28 - Magnitude do momento fletor no eixo 2	71
Figura 29 - Magnitude do momento fletor no eixo 3	72
Figura 30 - Modelamento engrenagem 1	78
Figura 31 - Modelamento engrenagem 2	79
Figura 32 - Modelamento engrenagem 3	79
Figura 33 - Modelamento engrenagem 4	80
Figura 34 - Modelamento eixo 1	80
Figura 35 - Modelamento eixo 2	81
Figura 36 - Modelamento eixo 3	81
Figura 37 - Modelamento do mancal 6006	82
Figura 38 - Montagem dos elementos internos do sistema de transmissão	82
Figura 39 - Montagem do sistema de transmissão completo	83
Figura 40 - Montagem do sistema de <i>PowerTrain</i> vista 1	83
Figura 41 - Montagem do sistema de <i>PowerTrain</i> vista 2	84
Figura 42 - Cargas aplicadas na análise da engrenagem 3	85
Figura 43 - Cargas aplicadas na análise da engrenagem 4	85

Figura 44 - Gradiente de tensões engrenagem 3.....	86
Figura 45 - Gradiente de tensões engrenagem 4.....	86
Figura 46 - Gradiente de deslocamento engrenagem 3	88
Figura 47 - Gradiente de tensões engrenagem 4.....	88
Figura 48 - Cargas aplicadas na análise do eixo 1.....	89
Figura 49 - Cargas aplicadas na análise do eixo 2.....	90
Figura 50 - Cargas aplicadas na análise do eixo 3.....	90
Figura 51 - Gradiente de tensões no eixo 1	91
Figura 52 - Gradiente de tensões no eixo 2	91
Figura 53 - Gradiente de tensões no eixo 3	92
Figura 54 - Ponto de maior tensão presente no eixo 1.....	92
Figura 55 - Ponto de maior tensão presente no eixo 2.....	93
Figura 56 - Ponto de maior tensão presente no eixo 3.....	94
Figura 57 - Gradiente de deslocamento no eixo 1.....	95
Figura 58 - Gradiente de deslocamento no eixo 2.....	95
Figura 59 - Gradiente de deslocamento no eixo 3.....	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - Rendimento dos sistemas de transmissão	28
Tabela 02 - Módulos métricos padronizados	31
Tabela 03 - Medidas de chavetas por tamanho de eixo	42
Tabela 04 - Fator de confiabilidade R	51
Tabela 05 - Resultados do dimensionamento de engrenagens	62
Tabela 06 - Torques por eixo	63
Tabela 07 - Forças no dente da engrenagem 1	64
Tabela 08 - Forças no dente da engrenagem 2	64
Tabela 09 - Forças no dente da engrenagem 3	64
Tabela 10 - Forças no dente da engrenagem 4	65
Tabela 11 - Forças geradas pela polia CVT	65
Tabela 12 - Forças reativas nos mancais do eixo 1	66
Tabela 13 - Forças reativas nos mancais do eixo 2	66
Tabela 14 - Forças reativas nos mancais do eixo 3	66
Tabela 15 - Distâncias das cargas e apoios no eixo 1	67
Tabela 16 - Distâncias das cargas e apoios no eixo 2	67
Tabela 17 - Distâncias das cargas e apoios no eixo 3	67
Tabela 18 - Momento na seção de interesse do eixo	70

Tabela 19 - Limite de resistência a fadiga do eixo	73
Tabela 20 - Fator de sensibilidade ao entalhe	73
Tabela 21 - Fatores de concentração adotados para o eixo 1	74
Tabela 22 - Fatores de concentração adotados para o eixo 2	74
Tabela 23 - Fatores de concentração adotados para o eixo 3	74
Tabela 24 - Diâmetro para os eixos 1, 2 e 3 respectivamente	75
Tabela 25 - Diâmetro para os eixos 1, 2 e 3 respectivamente (FS corrigido)	75
Tabela 26 - Dimensionamento da chaveta eixo 1	76
Tabela 27 - Dimensionamento da chaveta eixo 2	76
Tabela 28 - Dimensionamento da chaveta eixo 3	77

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

k_a	Fator de superfície
k_b	Fator de tamanho
k_c	Fator de carregamento
k_d	Fator de temperatura
k_e	Fator de confiabilidade
k_f	Fator de efeitos diversos
K_f	Fator de concentração de tensão por flexão;
K_{fs}	Fator de concentração de tensão por torção;
K_t	Fator concentrador de tensão por flexão.
K_{ts}	Fator concentrador de tensão por torção.
q_s	Sensibilidade ao entalhe em torção;
S_e	Limite de resistência a fadiga corrigido
S'_e	Limite de resistência a fadiga
S_f	Limite de resistência a fadiga
S_{ut}	Resistência a tração
K_f	Fator de concentração de tensão por fadiga
K_{fm}	Fator de concentração de tensão por fadiga
N_f	Coeficiente de segurança a fadiga

m_v	Razão de velocidade angular
AIISI	American Iron and Steel Institute (instituto americano de ferro e aço)
ANSI	American National Standards Institute (Instituto Nacional Americano de Padrões)
CAD	Computer Aided Design (desenho assistido por computador)
CAE	Computer Aided Engineering (engenharia auxiliada por computador)
CVT	Continuously Variable Transmission (transmissão de variação contínua)
FS	Fator de segurança
ISSO	International Organization for Standardization (Organização internacional para Padronização)
J	Momento polar de inércia
Q	Sensibilidade ao entalhe em flexão;
R.P.M	Rotações por minuto
SAE	Sociedade Automobilística de Engenheiros
V	Velocidade
θ	Ângulo de pressão da engrenagem
σ'	Tensão de von Mises
τ	Tensão de cisalhamento
ω	Velocidade angular
A	Área
F	Força
I	Momento de inércia
L	Vida sob fadiga de mancal de rolamento
M	Momento
N	Número de dentes da engrenagem
P	Potência
T	Torque
c	Distância da fibra externa

d	Diâmetro
dp	Diâmetro primitivo
i	Relação de transmissão
m	Módulo
n	Rotação
p	Passo
r	Raio
z	Número de dentes da engrenagem
π	Constante Pi
σ	Tensão normal

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Tema	17
1.2 Problema	17
1.3 Objetivos	18
1.3.1 Objetivo geral	18
1.3.2 Objetivos específicos.....	18
1.4 Justificativa.....	19
1.5 Delimitação do tema	19
1.6 Estrutura do trabalho	20
 2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	21
2.1 Projeto BAJA SAE.....	21
2.2 Transmissões mecânicas	22
2.2.1 Variador-redutores por engrenagem	24
2.3 Sistema de transmissões em veículos	25
2.4 Rendimentos de sistemas de transmissão mecânica.....	28
2.5 Engrenagens cilíndricas de dente reto.....	28
2.5.1 Relação.....	29
2.5.2 Módulo.....	31
2.5.3 Passo.....	32
2.5.4 Trem de engrenagens	32
2.5.5 Forças de engrenamento.....	33
2.6 Eixos.....	34
2.6.1 Concentração de tensões.....	35
2.6.2 Potência no eixo.....	35
2.6.3 Cargas no eixo.....	36
2.6.4 Limite de resistência a fadiga	37
2.6.5 Sensibilidade ao entalhe.....	38
2.6.6 Projeto do eixo	40
2.7 Chavetas	41
2.7.1 Chavetas paralelas	42
2.7.2 Tensões em chavetas	43
2.7.3 Materiais para chavetas	44

2.7.4 Projetos de chavetas.....	44
2.7.5 Concentrações de tensões em rasgos de chavetas	45
2.8 Mancais	46
2.8.1 Tipos de mancais de elementos rolantes.....	46
2.8.2 Falha dos mancais de elementos rolantes.....	50
2.8.3 Seleção de mancais de elementos rolantes.....	51
 3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS.....	 53
3.1 Metodologia de pesquisa.....	53
3.1.1 Classificação da pesquisa.....	53
3.2 Dimensionamento do sistema de transmissão do BAJA UNIVATES <i>TEAM</i>	54
3.2.1 Coleta dos dados	55
3.2.2 Dimensionamento	55
3.3 Modelagem e simulação	57
 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	 58
4.1 Dados de entrada	58
4.1.1 Modelo do motor	58
4.1.2 Modelo de CVT	60
4.1.3 Velocidade máxima atingida pelo veículo.....	61
4.2 Dimensionamento dos elementos do sistema de transmissão	61
4.2.1 Projeto das engrenagens.....	61
4.2.2 Projeto dos eixos	63
4.2.3 Projeto das chavetas.....	75
4.2.4 Projeto dos mancais	77
4.3 Modelamento do sistema em CAD.....	78
4.4 Simulação dos elementos em CAE.....	84
4.4.1 Engrenagens.....	84
4.4.2 Eixos.....	89
 5 CONCLUSÃO	 97
 REFERÊNCIAS.....	 98
 ANEXOS	 100
ANEXO A - Tabela de aços (engrenagem).....	101
ANEXO B - Tabela de aços (eixo).....	102
ANEXO C - Tabela de aços (chaveta)	103
ANEXO D - Tabela de mancais	104

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de transmissão são responsáveis por transmitir movimento de uma fonte motora de potência para uma unidade movida de velocidade. Para tanto, a fim de extrair o máximo rendimento deste tipo de sistema, é necessário que todos os componentes que constituem este conjunto sejam corretamente dimensionados. Os principais componentes de um sistema de transmissão são os seguintes: engrenagens, eixos, chavetas e mancais.

Existem diversos tipos de transmissões mecânicas, como, por exemplo, transmissão por correias, engrenagens, correntes, rodas de atrito, entre outros. As transmissões possuem características diferentes que se enquadram as aplicações específicas para quais foram desenvolvidas (SOUSA, 2010).

Para se estabelecer o tipo de transmissão a ser utilizada em máquinas e equipamentos, deve-se conhecer os limites, as características e a viabilidade do projeto (conhecendo as cargas e as solicitações impostas ao sistema assim como condições de aplicação, é possível escolher o melhor conjunto de transmissão, buscando se enquadrar no orçamento do projeto). Assim, compreendendo a capacidade de rendimento dos diferentes tipos de transmissões e suas respectivas características, torna-se viável realizar o projeto juntamente com os devidos cálculos de dimensionamento dos componentes, buscando os resultados dinâmicos esperados.

O projeto BAJA consiste em um projeto que desafia os estudantes de engenharia a criar e projetar um veículo *off-road*, tendo como objetivo a aplicação dos

conhecimentos adquiridos em sala de aula em um meio profissional, simulando as situações reais vividas dentro da indústria. O veículo é avaliado em competições a nível regional, nacional e mundial, desenvolvidas pela Sociedade Automobilística de Engenheiros (SAE). Durante as provas, o protótipo é testado em condições severas de uso, como circuitos em terrenos acidentados e irregulares, forçando o veículo a falhar em todos os momentos durante o percurso. Desta forma, é tomado como premissa de projeto um sistema confiável, leve e com baixo custo de fabricação.

Este trabalho tem o intuito de colaborar em um projeto de transmissão para o veículo BAJA da equipe BAJA Univates *Team*, visando um melhor desempenho nas competições através de um real dimensionamento de todos componentes que constituem a caixa de redução, buscando o melhor resultado possível para o veículo.

1.1 Tema

Propor melhorias no sistema de transmissão mecânica de um veículo BAJA. Também aplicar os parâmetros e os equacionamentos necessários para o dimensionamento do sistema de transmissão mecânica do veículo BAJA.

1.2 Problema

Para que um veículo baja possa obter seu melhor rendimento durante a competição, é de grande importância que todos subsistemas trabalhem em conjunto. Esta é uma das tarefas mais difíceis e complexas durante o levantamento de dados, saber qual o parâmetro ideal para que o veículo possa entregar o melhor desempenho. Não adianta possuir o melhor conjunto de transmissão, o melhor conjunto de suspensão e o melhor conjunto de freios se estes não estão projetados para trabalharem juntos. Uma mudança em suspensão, a deixando mais rígida ou mais macia, impacta diretamente no rendimento de arrancada fornecido pelo conjunto de transmissão do veículo, por exemplo. Essa relação de mudanças em parâmetros modifica toda dinâmica do carro, criando modificações nas funcionalidades de cada subsistema. Para o estabelecimento destes parâmetros é necessária uma grande bateria de testes e análises de resultados fornecidos pelos testes, além de saber

realmente o que cada item modifica no desempenho do veículo. Desta forma, sendo esta a primeira transmissão a ser projetada para o veículo, conhecendo o que está sendo utilizado internamente, se torna precoce dizer que o sistema realmente irá se sair como o esperado.

1.3 Objetivos

O presente trabalho tem os seguintes objetivos:

1.3.1 Objetivo geral

Dimensionar os principais componentes do sistema de transmissão do veículo BAJA.

1.3.2 Objetivos específicos

- a) Estabelecer a relação ideal de transmissão do sistema através da teoria de pares de engrenagens;
- b) Dimensionar os eixos do conjunto de transmissão de acordo com os carregamentos impostos;
- c) Dimensionar os mancais conforme as cargas resultantes dos esforços de flexão gerados pelas engrenagens e polia;
- d) Dimensionar os pares de engrenagens conforme as premissas do projeto;
- e) Dimensionar as chavetas considerando o torque presente a cada eixo;
- f) Realizar modelagem do sistema e seus componentes em software CAD;
- g) Simular as cargas e tensões impostas nos eixos e engrenagens em software CAE.

1.4 Justificativa

Um projeto de transmissão, além de não ser nada simples, fornece um universo de combinações mecânicas que, unidas da forma e dimensão certa, podem apresentar um rendimento satisfatório.

Segundo Sousa (2010), o ideal para a redução do consumo de combustível de um veículo, é que trabalhe em sua maior faixa de torque durante o maior tempo possível.

No caminho percorrido entre motor e roda, existe uma série de componentes que fornecem perdas de desempenho ao sistema, como atrito, deslizamentos e etc. Dependendo do tipo de sistema utilizado, estas perdas devem ser consideradas para se estabelecer uma condição final mais próxima do real. Entre os dados de entrada e saída, é necessário também estabelecer uma série de relações entre os transmissores de energia mecânica que são: polias, correntes, engrenagens.

Dentro disso, e considerando que não há projetos deste tipo de sistema desenvolvidos pela equipe da Univates, a pesquisa se faz presente para melhorar o sistema de transmissão do veículo. Será dimensionado corretamente os elementos transmissores de energia, considerando todas as perdas do sistema, e também contribuirá com a equipe de engenharia BAJA Univates *Team*, agregando conhecimento ao subsistema de *powertrain* (parte da transmissão mecânica do projeto). Desta forma será possível melhorar o desempenho nas competições e também abrir espaço para estudos mais aprofundados no sistema, assim como possíveis melhorias que venham a surgir.

1.5 Delimitação do tema

O presente trabalho estará limitado ao dimensionamento dos componentes internos que constituem a caixa de transmissão do projeto BAJA, além da sua modelagem e simulação dos eixos e engrenagens a fim de comprovar se o dimensionamento atenderá as cargas solicitadas. Entretanto, o dimensionamento do primeiro eixo onde a CVT será encaixada respeita o diâmetro padrão de encaixe do produto comercial, assim como o terceiro eixo, em suas saídas são utilizadas peças

comerciais com encaixes padrão, desta forma estes segmentos dos eixos não serão dimensionados.

1.6 Estrutura do trabalho

O trabalho está estruturado em cinco capítulos.

O primeiro capítulo apresenta os conceitos sobre o veículo BAJA e o princípio de transmissão mecânica. Integra também a proposição do problema, hipótese, objetivos, e justificativas do trabalho.

O segundo capítulo compreende a revisão de literatura que busca a obtenção de dados sobre diversos tipos de sistemas de transmissão e identifica a formulação utilizada para cálculos do rendimento dos sistemas.

O terceiro capítulo demonstra a metodologia utilizada na elaboração deste estudo.

O quarto capítulo incide na exteriorização e discussão dos resultados obtidos, buscando obter a melhor forma de modelamento da transmissão.

O quinto capítulo contempla as considerações finais do estudo, sintetizando e confrontando as principais resultantes com as referências tidas como embasamento da pesquisa.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

O presente capítulo, com a finalidade de embasar os aspectos discutidos neste trabalho, apresenta os conceitos teóricos pertinentes aos principais sistemas de transmissão mecânica e aos equacionamentos necessários para o dimensionamento dos componentes destes sistemas.

2.1 Projeto BAJA SAE

Segundo informações da SAE BRASIL (2017), o Projeto BAJA SAE foi criado nos Estados Unidos da América no estado da Carolina do Norte, tendo sua primeira competição em 1976, e no Brasil em 1991.

A Competição BAJA SAE consiste em um desafio lançado para os alunos dos cursos de Engenharia colocar na prática os conteúdos aprendidos em sala de aula, e se preparar profissionalmente para o mercado de trabalho, tendo como objetivo desenvolver um veículo *Off-Road*, construído, projetado e montado pela equipe, onde é possível contar com o auxílio de patrocinadores e colaboradores externos para arrecadação de fundos, utilização de serviços e fornecimento de peças. Os alunos devem projetar o veículo para terrenos acidentados e irregulares, onde na competição será testado e avaliado de forma dinâmica e teórica o conforto do veículo, a dirigibilidade (direção), suspensão, *powertrain* (transmissão), eletrônica, freios, design e o sistema de gestão da equipe (SAE BRASIL, 2017).

As etapas da competição ocorrem a níveis regional (sul, sudeste e nordeste), nacional e mundial, onde que para estadual e nacional são abertas para qualquer equipe e a mundial apenas para as três primeiras colocadas de cada país participante. O evento ocorre apenas uma vez por ano, e cada veículo pode ser usado somente duas vezes por etapa, sendo necessário construir um novo após esta utilização (SAE BRASIL, 2017).

2.2 Transmissões mecânicas

Segundo Sousa (2010), para que uma máquina possa funcionar, o ideal é que os componentes que a constituem trabalhem em sincronia e transmitam a energia para todas as partes necessárias. As transmissões mecânicas transformam energia potencial em energia mecânica, sendo capazes de transmitir o movimento de rotação de um motor para qualquer parte de uma máquina.

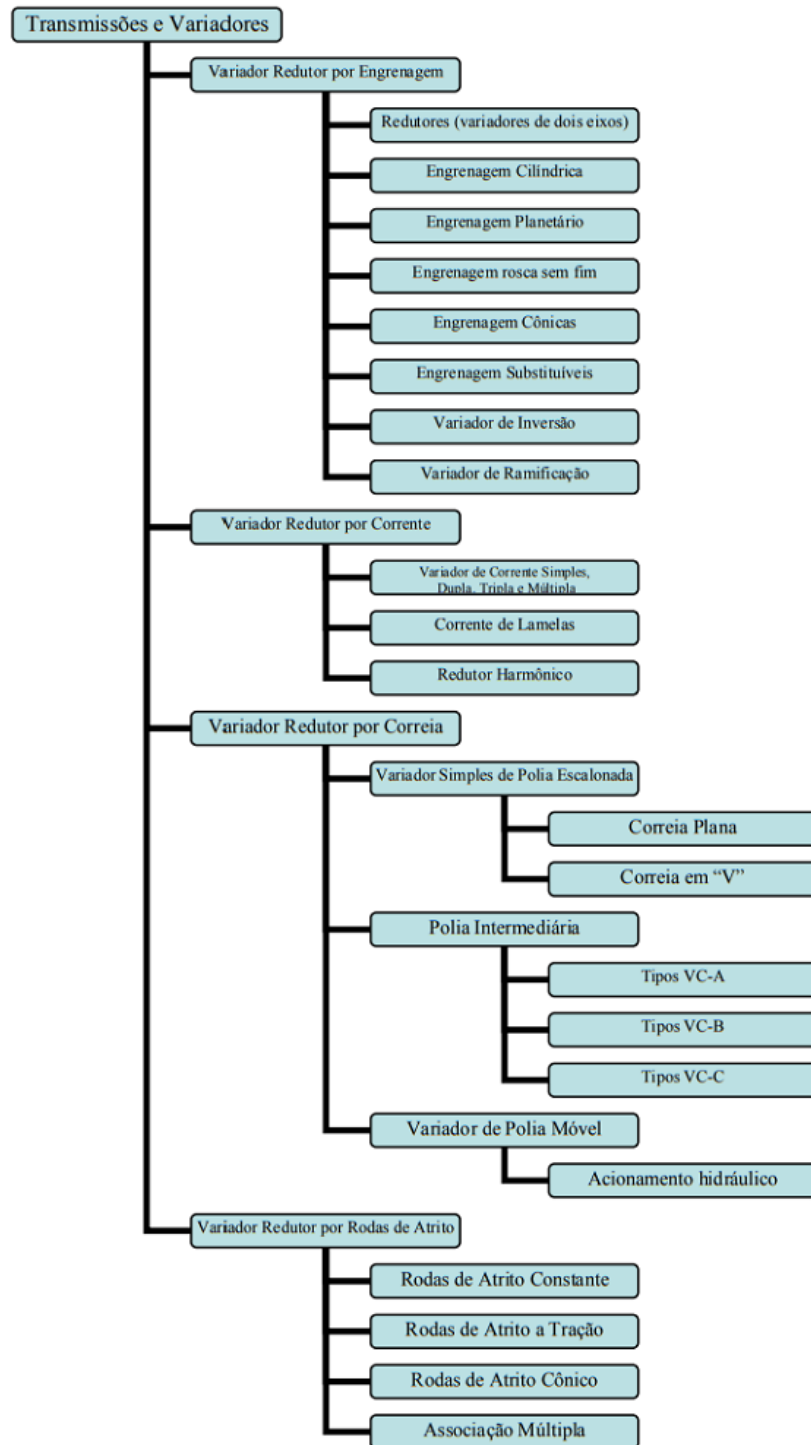
Sabendo como o motor se comporta e conhecendo as suas condições de funcionamento, é possível acoplar um sistema de transmissão fixo ou com variador de velocidade, onde se resume basicamente um uma redução para se obter mais torque ou mais velocidade de acordo com a configuração desejada.

Desta forma, as características que são de grande importância para o funcionamento de um sistema de transmissão:

- Custo de fabricação baixo;
- Melhor eficiência possível;
- Redução de ruídos ao máximo;
- Baixo peso e volume;
- Durável;
- Confiável.

Dependendo do que se tem como objetivo no projeto de uma transmissão, é possível projetá-la de várias formas. A Figura 01 mostra os possíveis tipos de transmissões utilizadas:

Figura 01 - Classificação das transmissões



Fonte: Sousa (2010).

2.2.1 Variador-redutores por engrenagem

Segundo o catálogo Sew do Brasil (1993), basicamente são 8 tipos de redutores por engrenagem. Cada um possui uma característica específica, sendo eles:

- a) Variador-redutor de dois eixos: possui dois ou mais pares de engrenagens acoplados em dois eixos e transmite apenas uma redução direta.
- b) Variador-redutor de engrenagem cilíndrica: pode ser constituído de engrenagem de dente reto ou helicoidal, sendo encontrado tanto em reduções simples, duplas ou com diversos trens de engrenagem.
- c) Variador-redutor planetário: também conhecido como trens de engrenagens epicloidsais, podem ser utilizadas em caixas de bifurcações de potência, diferenciais, motores, engrenamento permanente entre outros. Devido ao seu tamanho e confiabilidade, reduz o risco de quebra, evitando a parada em máquinas.
- d) Variador-redutor de engrenagem a fuso sem fim: composto por uma rosca sem fim e uma coroa, este sistema é utilizado para baixas rotações, onde o sentido pode ser irreversível, sendo possível apenas movimentar o conjunto pela rosca e não pela engrenagem.
- e) Variador-redutor com engrenagem cônica: utilizado em sistemas mais robustos, fortes o suficiente para superar as forças requeridas pelo conjunto. Torna-se mais resistente, devido ao perfil da engrenagem. Este sistema é muito utilizado em diferenciais de veículos, onde existem grandes esforços.
- f) Variador-redutor de engrenagem substituíveis: no variador de engrenagens substituíveis é possível fazer uma troca de engrenagens, tendo a possibilidade de estabelecer diversas relações na mesma transmissão. Este sistema pode ser de acionamento duplo ou simples, porém, na troca de engrenagens, deve respeitar a distância entre eixos para cada jogo de engrenagens substituídas.

- g) Variadores de inversão: podem ser colocados antes ou depois de outros variadores, tendo o intuito de inverter o sentido de rotação ou estabelecer uma pré-redução antes da redução total. Utilizados também para trocar o plano do eixo de rotação.
- h) Variadores de ramificação: geralmente utilizado para transferir a rotação de um eixo árvore para mais de um ponto de saída, como por exemplo, furadeiras com mais de um cabeçote, ou saídas de tornos mecânicos que movimentam o avanço a rotação do eixo árvore da placa.

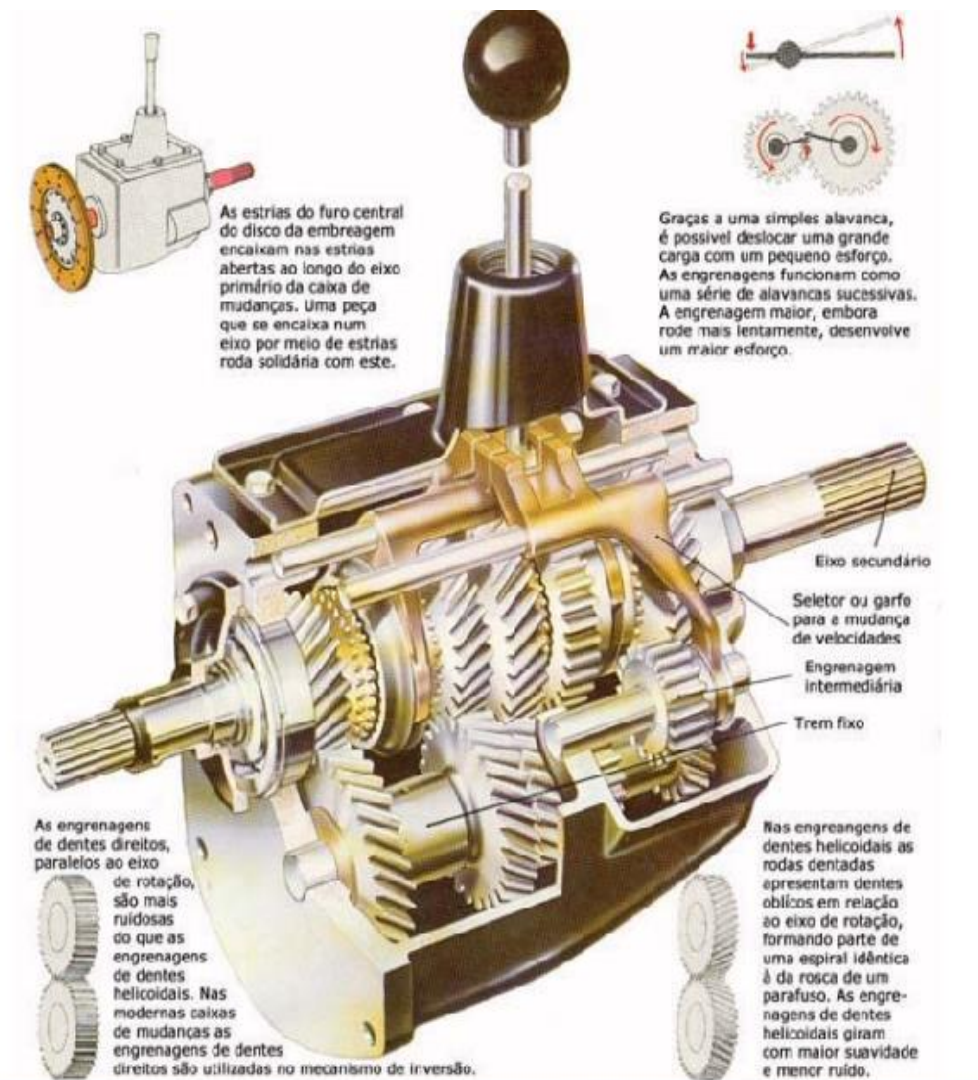
2.3 Sistema de transmissões em veículos

Os sistemas de transmissão em veículos agem com o intuito de proporcionar variações de velocidade e torque, de forma que o usuário possa definir o momento de utilizar cada variação conforme sua necessidade. Em veículos de rodas médias, como automóveis utilitários, em média, precisam de 1.000 R.P.M. em suas rodas para atingir uma velocidade de 110 km/h. Desta forma, como a maioria dos motores em sua condição máxima de tráfego em ruas normais dificilmente ultrapassam 4.000 R.P.M., seria necessária uma rotação de 4:1 para se obter a velocidade de 110 km/h. Porém, ao subir um morro, o veículo precisará de mais redução devido à solicitação de torque para suprir a inclinação, sendo assim, se torna necessário um câmbio de múltiplas marchas, onde as mais reduzidas servem para solicitações de maior torque e as mais altas para solicitação de velocidade (BOSCH, 2005).

Na Figura 02, é possível identificar uma transmissão veicular manual com vista em corte, onde se destaca os mecanismos internos do conjunto:

Figura 02 - Vista em corte do sistema de transmissão de um veículo com câmbio

manual



Fonte: Bosch (2005).

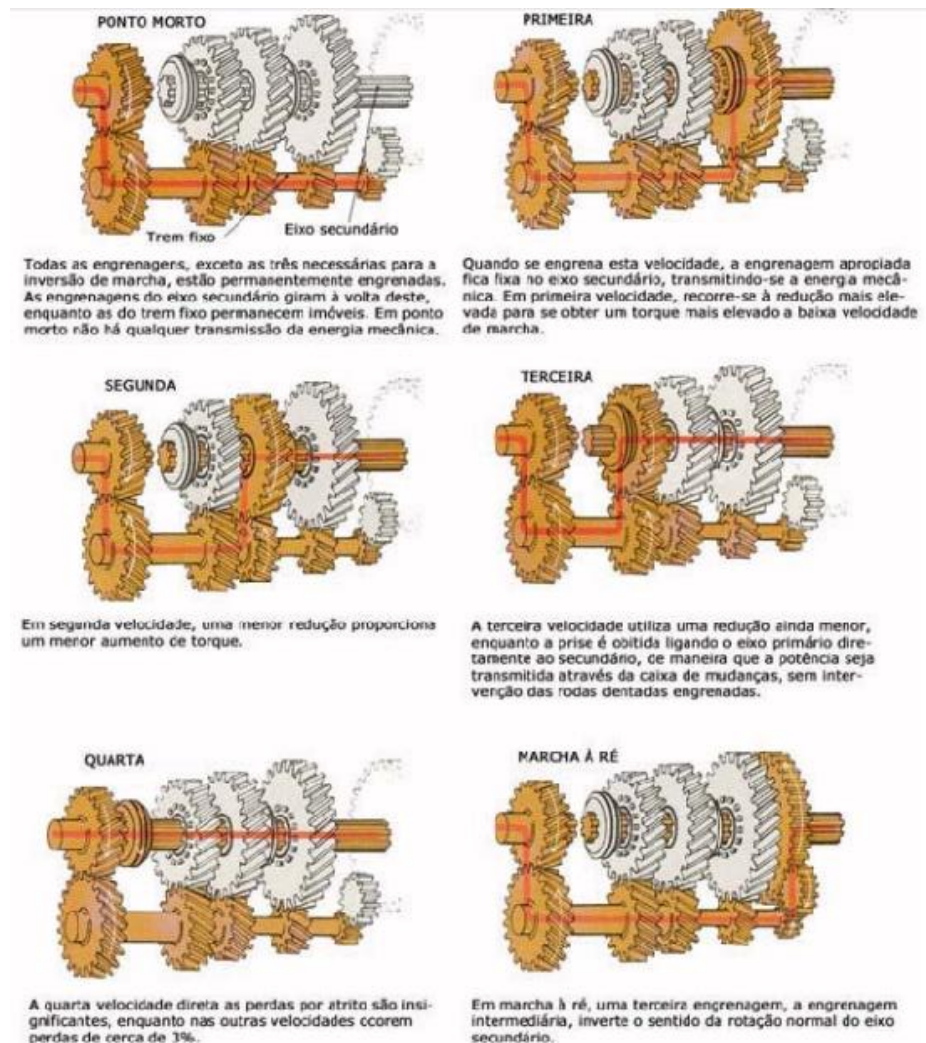
Em uma transmissão de automóvel, a redução máxima deve ser o suficiente para que o veículo consiga sair da inércia em uma das piores condições a que estará sujeito a enfrentar conforme a sua destinação. Ou seja, o veículo de classe utilitário ou de passeio, deve conseguir arrancar em uma subida íngreme sem dificuldades (BOSCH, 2005).

Existem diversos tipos de motores para veículos, e é claro, alguns mais potentes e outros menos potentes. Dentro destas configurações o tipo de redução de cada transmissão pode variar, de forma que para um veículo com motor maior, exista uma potência mais elevada, tendo mais facilidade para movimentar a transmissões com reduções menores, assim atingindo uma velocidade mais alta do que um veículo com motor de menor potência, evitando também a troca excessiva de marchas

durante o percurso (BOSCH, 2005).

Para um melhor entendimento do sistema de funcionamento de relações de marchas, a Figura 03 nos mostra as combinações que ocorrem dentro do sistema de um veículo com cambio de 4 velocidades, marcha neutra e ré:

Figura 03 - Funcionamento do sistema de engrenagens em uma transmissão veicular



Fonte: Bosch (2005).

2.4 Rendimentos de sistemas de transmissão mecânica

Nenhum sistema de transmissão possui um rendimento de 100%. Para isso, através de testes e análises realizados por estudiosos do assunto, foi possível estabelecer fatores de correção para cada sistema de transmissão a ser utilizado, para que seja estabelecida a potência real, ou a mais próxima possível do real. Desta forma, segue o rendimento de cada sistema de transmissão conforme Tabela 01 (MELCONIAN, 2009):

Tabela 01 - Rendimento dos sistemas de transmissão

Tipo	η
Correias planas	0,96-0,97
Correias em V	0,97-0,98
Correntes silenciosas	0,97-0,99
Correntes Renold	0,95-0,97
Rodas de atrito	0,95-0,98
Engrenagens fundidas	0,92-0,93
Engrenagens usinadas	0,96-0,98
Rosca sem fim 1 entrada	0,45-0,60
Rosca sem fim 2 entrada	0,70-0,80
Rosca sem fim 3 entrada	0,85-0,80
Mancais – Rolamento	0,98-0,99
Mancais - Deslizamento	0,96-0,98

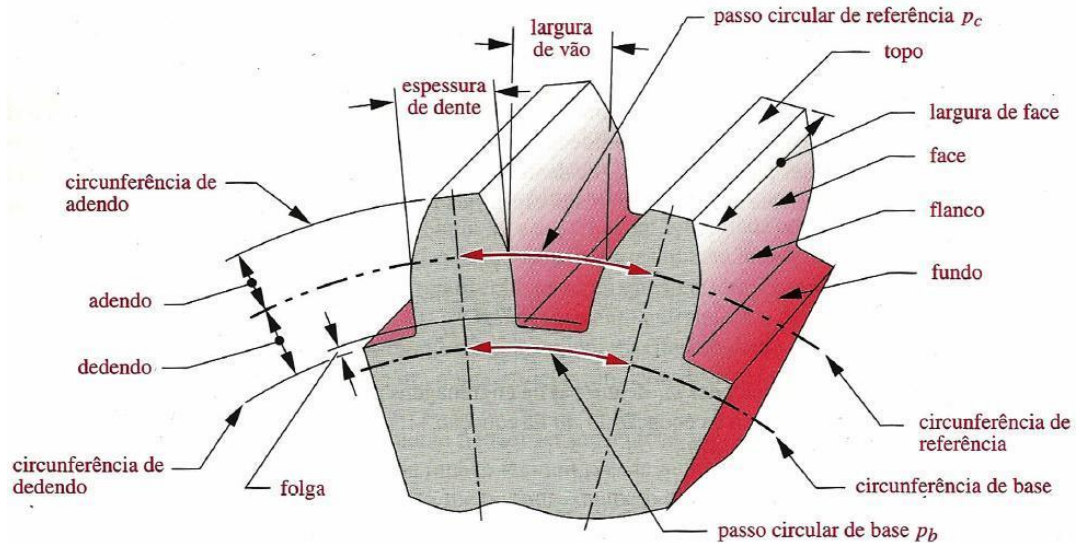
Fonte: Melconian (2009).

2.5 Engrenagens cilíndricas de dente reto

Utilizadas para a transmissão rotativa, as engrenagens transmitem torque e velocidade angular para diversas aplicações, a engrenagem cilíndrica de dente reto é projetada para operar em sistemas com eixos paralelos (NORTON, 2013).

A Figura 04 mostra os conceitos básicos e nomenclatura de uma engrenagem, onde que, estas designações são usadas em seu dimensionamento e especificação. O diâmetro primitivo é utilizado como base para o cálculo da relação de transmissão, velocidades e torque (SANTOS, 2002).

Figura 04 - Nomenclatura engrenagem cilíndrica de dente reto



Fonte: Norton (2013).

Segundo Santos (2002), para determinar a geometria da engrenagem, é necessária que seja definido um módulo, sendo este a razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes da engrenagem.

2.5.1 Relação

A forma mais fácil de transmitir um movimento de rotação de um eixo a outro, é utilizando um par de cilindros em contato e girando, de forma que a força que atua sobre a face entre o toque dos cilindros, provoque um torque diretamente no eixo de rotação em função da distância do ponto de aplicação desta força. Desta forma, a relação pode ser calculada entre a diferença dos raios do cilindro. Porém, a utilização de cilindros para certas aplicações acaba sendo ineficaz devido a deslizamentos quando a força transmitida supera a força máxima de atrito. Desta forma utiliza-se rodas dentadas onde que a relação não é mais calculada pelo raio e sim pelo número de dentes conforme a Equação 01 (NORTON, 2013):

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (01)$$

onde,

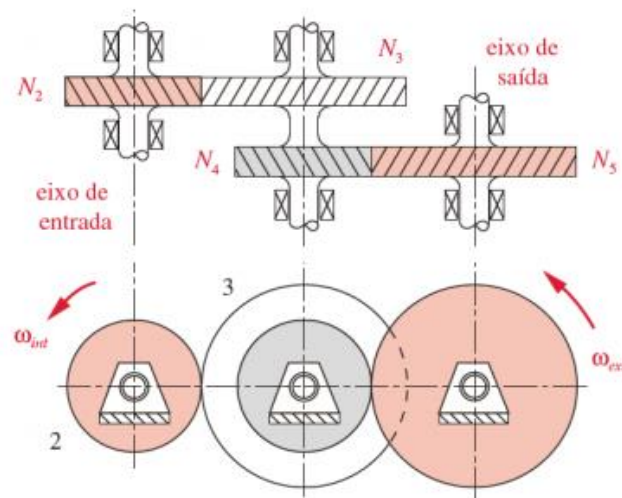
i = Relação de transmissão;

z = Número de dentes da engrenagem 2 e 1 respectivamente;

n = Rotação do eixo 1 e 2 respectivamente.

Para um par de engrenagens não é aconselhável que a máxima relação exceda 5:1, pois com o aumento desta relação é capaz de prejudicar a eficiência do engrenamento e gerar deslizamento nos flancos dentes. Uma solução adotada para quando se supera este limite é a utilização de trens de engrenagens (MAZZO, 2013).

Figura 05 - Pares de engrenagens



Fonte: Norton (2013).

No caso de utilização de trens de engrenagens ou mais pares, a relação de transmissão pode ser definida pela Equação 02 (NORTON, 2013).

$$i = \frac{N_3 N_5}{N_2 N_4} \quad (02)$$

onde,

i = Relação de transmissão;

N = Número de dentes das engrenagens 3, 5, 2 e 4 respectivamente.

2.5.2 Módulo

O valor do módulo é dado em milímetros, onde se refere ao tamanho do dente da engrenagem. Para ocorrer o engrenamento, as engrenagens precisam ter o mesmo módulo para que os espaços entre os dentes sejam compatíveis (NORTON, 2013).

Para permitir e facilitar a fabricação, os módulos são normatizados, conforme a Tabela 02 (NORTON, 2013):

Tabela 02 - Módulos métricos padronizados

Módulo métrico (mm)	Equivalente p_d (in ⁻¹)
0,3	84,67
0,4	63,50
0,5	50,80
0,8	31,75
1	25,40
1,25	20,32
1,5	16,93
2	12,70
3	8,47
4	6,35
5	5,08
6	4,23
8	3,18
10	2,54
12	2,12
16	1,59
20	1,27
25	1,02

Fonte: Norton (2013).

O módulo pode ser definido através da Equação 03:

$$m = \frac{dp}{Z} \quad (03)$$

onde,

m = Módulo da engrenagem;

d_p = Diâmetro primitivo da engrenagem;

Z = Número de dentes da engrenagem.

2.5.3 Passo

Para Santos (2002), o passo circular, também importante para determinar os parâmetros da engrenagem, é dado como a razão entre o perímetro e o número de dentes, e pode ser calculado pela Equação 04:

$$p = \frac{\pi d_i}{N_i} \quad (04)$$

onde,

p = Passo

π = Constante Pi

d_i = Diâmetro interno da engrenagem

N_i = Número de dentes da engrenagem

2.5.4 Trem de engrenagens

Um trem de engrenagem é caracterizado por duas ou mais engrenagens acopladas, sendo um par de engrenagens, a forma mais básica de um trem de engrenagens. Estes trens de engrenagens podem ser simples ou compostos (NORTON, 2013).

No trem de engrenagem simples, cada eixo possui apenas uma engrenagem, e a sua razão de velocidade é dada pela Equação 05:

$$m_V = \left(-\frac{N_2}{N_3}\right)\left(-\frac{N_3}{N_4}\right)\left(-\frac{N_4}{N_5}\right)\left(-\frac{N_5}{N_6}\right) = +\frac{N_2}{N_6} \quad (05)$$

No trem de engrenagens composto, no mínimo um eixo possui mais que uma engrenagem, possuindo arranjo paralelo ou série paralela, ao contrário de conexões somente em série do trem de engrenagens simples. Para este sistema, a razão de velocidades é dada através da Equação 06:

$$m_V = \left(-\frac{N_2}{N_3}\right)\left(-\frac{N_4}{N_5}\right) \quad (06)$$

onde,

m_V = Razão de velocidade angular;

N = Número de dentes das engrenagens 2, 3, 4, 5 e 6.

Para trens com número de engrenagens distintos pode ser utilizada a Equação 07:

$$m_V = \pm \frac{\text{produto do número de dentes nas engrenagens motoras}}{\text{produto do número de dentes nas engrenagens movidas}} \quad (07)$$

2.5.5 Forças de engrenamento

A interação de engrenamento de um trem de engrenagens geram forças resultantes do toque entre os dentes, desta forma causando reações diretamente no eixo em que estão montadas. Existem três componentes de forças que podem ser calculadas na interação do engrenamento, sendo elas todas forças radiais ao eixo, para engrenagens de dente reto, compostas no eixo x (tangencial) e y (radial) e sua resultante. Estas forças advêm do torque que a engrenagem motora está sujeita dividindo pelo raio do diâmetro primitivo (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

A Equação 08 expressa o valor para a componente tangencial:

$$F_t = \frac{T}{\frac{D_p}{2}} \quad (08)$$

onde,

F_t = Força tangencial;

T = Torque;

D_p = Diâmetro primitivo da engrenagem.

Para decompor a força tangencial no eixo y e encontrar a resultante é possível utilizar o ângulo de pressão do dente da engrenagem. Desta forma para o cálculo da resultante é possível obter a Equação 09:

$$F_r = F_t \times tg(\theta) \quad (09)$$

onde,

F_r = Força resultante;

F_t = Força tangencial;

θ = Ângulo de pressão da engrenagem.

2.6 Eixos

Eixos são utilizados para transmitir movimento de rotação e torque de uma posição a outra. Diversos elementos de transmissão podem estar acoplados ao eixo, fazendo com que este sofra carregamentos, resultando em reações de flexão e torção. Essas cargas normalmente ocorrem em combinação, pois o torque produzido pode estar ligado com a força dos dentes de engrenagens ou de catracas fixadas ao eixo (NORTON, 2013).

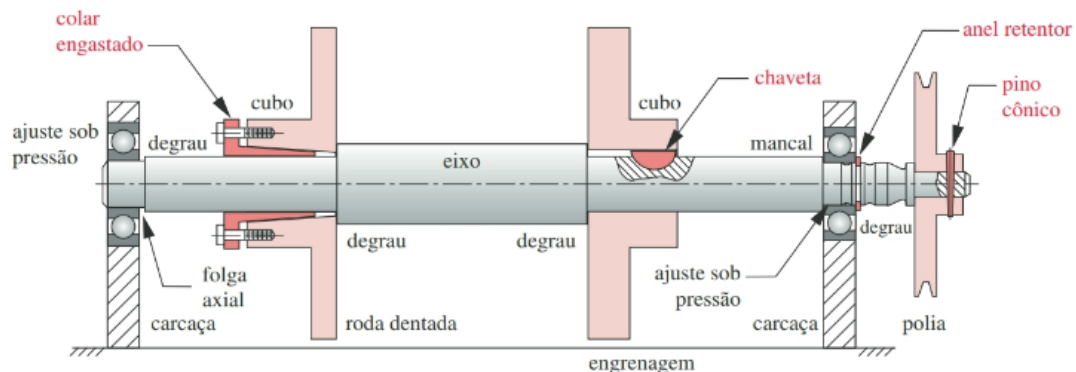
Um eixo normalmente transmite o torque de um dispositivo de comando (motor) através de uma máquina. São montados em mancais normalmente em configuração bi apoiada, em balanço ou saliente.

2.6.1 Concentração de tensões

No projeto de eixos algumas vezes é possível projetar um eixo liso, mas para algumas aplicações o eixo acaba tendo uma série de degraus e ressaltos gerados para fixar ou posicionar elementos. Cada uma dessas discordâncias em torno do eixo irá contribuir para concentração de tensões, onde que isso deve ser considerado nos cálculos das tensões de fadiga para o eixo (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

O Atrito pode ser usado para fixar elementos desta forma, chavetas e pinos podem ser evitados. Colares de engaste ou fixação são utilizados de forma que sua atuação age apertando o diâmetro externo do eixo, desta forma, se fixando a ele por atrito e sua parte externa conta com uma superfície cônica utilizada para alojar elementos, desta forma se auto alinhando (NORTON, 2013).

Figura 06 - Elementos fixos ao eixo



Fonte: Norton (2013).

2.6.2 Potência no eixo

Segundo Norton (2013), a potência transmitida por um eixo é dada a partir do produto do torque da velocidade angular conforme a Equação 10:

$$P = T\omega \quad (10)$$

onde,

P = Potência;

T = Torque;

ω = Velocidade angular.

O torque e a velocidade angular podem variar com o tempo, porém a maior parte das máquinas é projetada para operar em velocidades constantes por grandes períodos de tempo. Para casos onde é necessário se estabelecer o torque após uma redução por engrenagens, correias ou correntes é possível utilizar a Equação 11:

$$T_2 = i \times T_1 \quad (11)$$

onde,

T = Torque nos eixos 2 e 1 respectivamente;

i = Relação de transmissão.

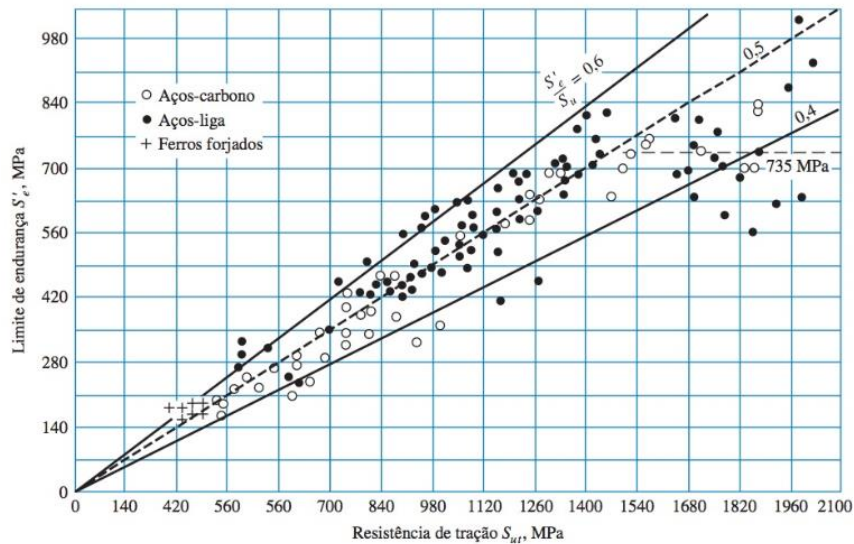
2.6.3 Cargas no eixo

O caso mais comum de carregamento de eixo é o que possui um torque variado e um momento variado atuando juntos. Em certos casos podem existir cargas axiais como, por exemplo, com a existência de engrenagem helicoidal ou cremalheira. Neste caso deve se projetar mancais axiais o mais próximo possível da fonte de carga (NORTON, 2013).

2.6.4 Limite de resistência à fadiga

Em projetos de protótipos, se faz necessário uma rápida análise para a determinação dos limites de endurance (fadiga) do material, evitando ensaios demorados e métodos complexos. Desta forma, através de estudos realizados, é possível observar que o limite de endurance dos aços com resistência a tração de até 1450 MPa, varia de 40 a 60% e após isso, o limite parece aumentar, mas tendendo a se nivelar como mostra a linha horizontal do gráfico expresso pela Figura 07 (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

Figura 07 - Gráfico de ensaio para fadiga



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

Desta forma, o método adotado para estimar os limites de resistência a fadiga para os aços está presente na Equação 12:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (12)$$

onde,

S'_e = Limite de resistência à fadiga;

S_{ut} = Limite de resistência à tração.

Além disso, existem fatores que modificam a resistência a fadiga do material

em condições não laboratoriais (como são realizados os ensaios). Estes fatores incluem material, manufatura, ambiente e projeto e podem ser utilizados para a correção do limite de resistência a fadiga, aproximando o mais possível do real.

Estes fatores estão apresentados na Equação 13:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (13)$$

onde,

S_e = Limite de resistência a fadiga corrigido;

k_a = Fator de superfície;

k_b = Fator de tamanho;

k_c = Fator de carregamento;

k_d = Fator de temperatura;

k_e = Fator de confiabilidade;

k_f = Fator de efeitos diversos.

2.6.5 Sensibilidade ao entalhe

A sensibilidade ao entalhe está relacionada diretamente a capacidade do material em evitar a formação de avarias em sua estrutura. Um material dúctil possui pequena sensibilidade ao entalhe, já materiais frágeis são sensíveis ao entalhe. Isto está diretamente ligado a dureza e a resistência de cada material (NORTON, 2013).

A sensibilidade ao entalhe também considera o raio de arredondamento das arestas concentradoras de tensão e entalhes, visto que estes pontos são os mais críticos para propagação de defeitos na estrutura, onde que raios maiores tendem a possuir maior resistência.

Segundo Norton (2013), as equações que expressam os fatores de concentração de tensão por fadiga para flexão e torção podem ser expressas pelas Equações 14 e 15:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (14)$$

onde,

K_f = Fator de concentração de tensão por flexão;

q = Sensibilidade ao entalhe em flexão;

K_t = Fator concentrador de tensão por flexão.

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (15)$$

onde,

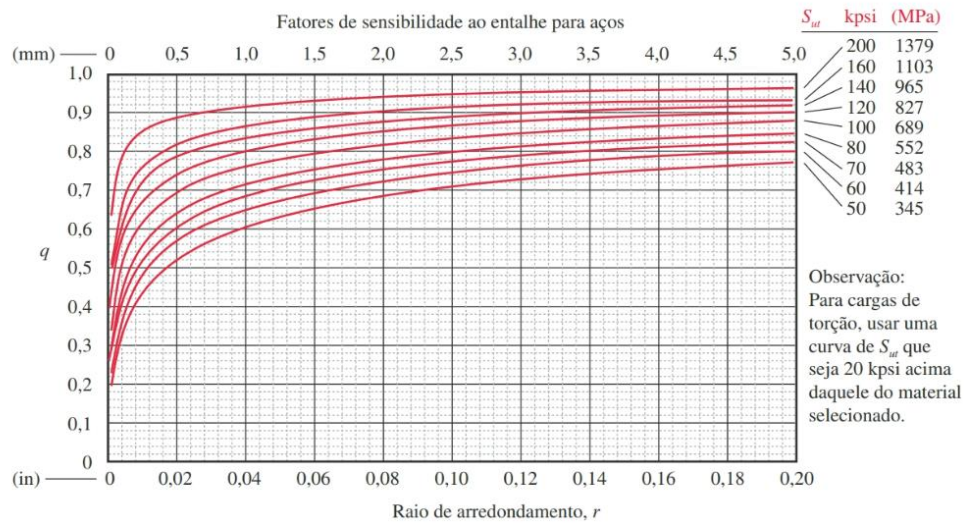
K_{fs} = Fator de concentração de tensão por torção;

q_s = Sensibilidade ao entalhe em torção;

K_{ts} = Fator concentrador de tensão por torção.

Os valores para a sensibilidade ao entalhe podem ser encontrados no gráfico expresso pela Figura 08:

Figura 08 - Fator de sensibilidade ao entalhe



Fonte: Norton (2013).

2.6.6 Projeto do eixo

Para realizar o projeto do eixo, é necessário levar em consideração tanto as tensões quanto as deflexões. As deflexões excessivas geradas no eixo podem causar danos nos mancais, deslizamentos em engrenagens, correias e correntes, assim como desalinhamentos do sistema. Conhecendo as cargas aplicadas, as deflexões podem ser calculadas em diversos pontos do eixo. Os cálculos de deflexão necessitam que a geometria inteira do eixo esteja definida. Desta forma, o eixo é projetado pela primeira vez considerando as tensões, e as deflexões são calculadas depois que a geometria esteja completamente definida (NORTON, 2013).

Quando se deseja obter o diâmetro do eixo em qualquer combinação de carregamento de flexão e torção, conhecendo algumas cargas e as propriedades do material a ser utilizado, utiliza-se a Equação 16:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4} (K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

onde,

d = Diâmetro do eixo;

N_f = Fator de segurança;

π = Constante Pi;

K_f = Fator de concentração de tensão por flexão;

M_a = Momento fletor;

K_{fs} = Fator de concentração de tensão por torção;

T_a = Torque alternado;

S_f = Limite de resistência a fadiga corrigido;

K_{fm} = Fator de concentração de tensão por flexão médio;

M_m = Momento médio;

K_{fsm} = Fator de concentração de tensão por torção médio;

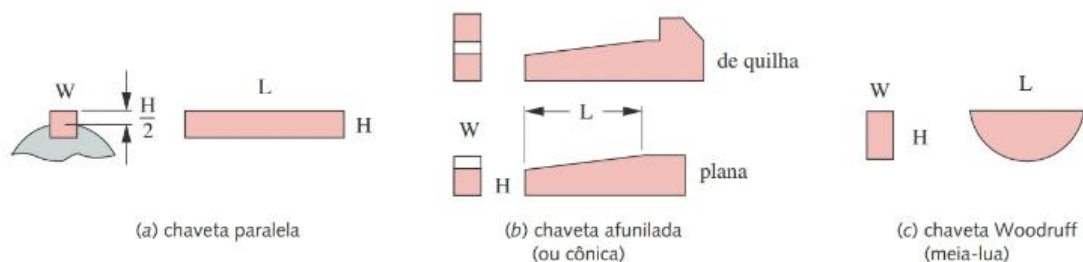
T_m = Torque médio;

S_{ut} = Limite de resistência a tração.

2.7 Chavetas

A chaveta é responsável por transmitir o torque do eixo ao cubo. Elas são padronizadas por tamanho e forma em diversos tipos conforme a Figura 09:

Figura 09 - Tipos de chavetas



Fonte: Norton (2013).

2.7.1 Chavetas paralelas

As chavetas paralelas são as mais utilizadas. São definidas por padronizações da ANSI e ISO onde são estabelecidos os tamanhos particulares das sessões transversais e a profundidade dos assentos (rasgos) das chavetas. As chavetas quadradas são recomendadas para eixos de até 6,5 in de diâmetro (US) e 25 mm de diâmetro (ISO), e as chavetas retangulares para diâmetros maiores (NORTON, 2013).

As chavetas são construídas de barras padronizadas laminadas a frio, onde que, convencionalmente, possuem tolerância negativa, ou seja, ela nunca será maior que sua dimensão nominal, somente menor. Isso serve para que o assentamento possa ser usinado com uma fresa padrão. Algumas chavetas possuem medidas padronizadas positivas, utilizadas quando se quer certo aperto ao colocar a chaveta no assento. A Tabela 03 mostra os tamanhos padronizados de chavetas conforme o diâmetro do eixo utilizado:

Tabela 03 - Medidas de chavetas por tamanho de eixo

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$0,312 < d \leq 0,437$	0,093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0,437 < d \leq 0,562$	0,125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0,562 < d \leq 0,875$	0,187	0,250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0,875 < d \leq 1,250$	0,250	0,312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1,250 < d \leq 1,375$	0,312	0,375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1,375 < d \leq 1,750$	0,375	0,375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1,750 < d \leq 2,250$	0,500	0,500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2,250 < d \leq 2,750$	0,625	0,500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2,750 < d \leq 3,250$	0,750	0,625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3,250 < d \leq 3,750$	0,875	0,750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3,750 < d \leq 4,500$	1,000	0,750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4,500 < d \leq 5,500$	1,250	0,875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5,500 < d \leq 6,500$	1,500	1,000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Fonte: Norton (2013).

Em alguns casos, quando o eixo gira em sentido positivo e negativo, ou seja, para os dois lados, qualquer folga presente entre a chaveta e seu alojamento aparecerá repentinamente, resultando em um impacto e altas tensões. Para amenizar esta reação, pode ser colocado no cubo um parafuso a 90° da chaveta, para o manter estabilizado, fazendo com que esta reação não ocorra (NORTON, 2013).

2.7.2 Tensões em chavetas

Existem dois modos de falha em chavetas, sendo eles por cisalhamento e por esmagamento. A falha por cisalhamento acontece quando a chaveta é cisalhada ao longo de sua largura na interface entre o eixo e o cubo. A falha por esmagamento ocorre em qualquer lado em compressão e são dadas respectivamente pelas Equações 17 e 18:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}} \quad (17)$$

onde,

τ_{xy} = Tensão de cisalhamento;

F = Força aplicada ao plano de cisalhamento;

A_{cis} = Área de cisalhamento.

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{esm}} \quad (18)$$

onde,

σ_x = Tensão de esmagamento;

F = Força aplicada ao plano de esmagamento;

A_{esm} = Área de esmagamento.

Para se determinar o fator de segurança que está sendo empregado ao dimensionamento da chaveta o valor da tensão admissível deve ser dividido pelo valor da tensão calculada tanto para o cisalhamento quanto para o esmagamento. Desta forma temos as Equações 19 e 20:

$$FS_{cis} = \frac{\tau_{adm}}{\tau_{cis}} \quad (19)$$

onde,

FS_{cis} = Fator de segurança de cisalhamento;

τ_{adm} = Tensão admissível de cisalhamento;

τ_{cis} = Tensão de cisalhamento.

$$FS_{esm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{esm}} \quad (20)$$

onde,

FS_{esm} = Fator de segurança de esmagamento;

σ_{adm} = Tensão admissível de esmagamento;

σ_{esm} = Tensão de esmagamento.

Os valores de tensões admissíveis para cisalhamento e esmagamento podem ser considerados 70 e 50% respectivamente do valor da tensão de escoamento do material adotado a chaveta (NORTON, 2013).

2.7.3 Materiais para chavetas

As chavetas são carregadas em cisalhamento, devido a isso, são construídas de materiais dúcteis de baixo carbono, exceto se utilizadas em um ambiente corrosivo onde passam a ser de aço inoxidável ou de latão (NORTON, 2013).

2.7.4 Projetos de chavetas

Para projeto de chavetas existem poucas variáveis presentes no dimensionamento. O diâmetro do eixo no assento da chaveta determina sua largura. A altura da chaveta se determina por sua largura. Neste caso as variáveis que sobram são apenas o comprimento da chaveta e a quantidade utilizadas por cubo com variável de projeto. Se uma única chaveta não for capaz de transmitir o torque, é possível adicionar uma chaveta posicionada a 90° em relação à primeira (MELCONIAN, 2009).

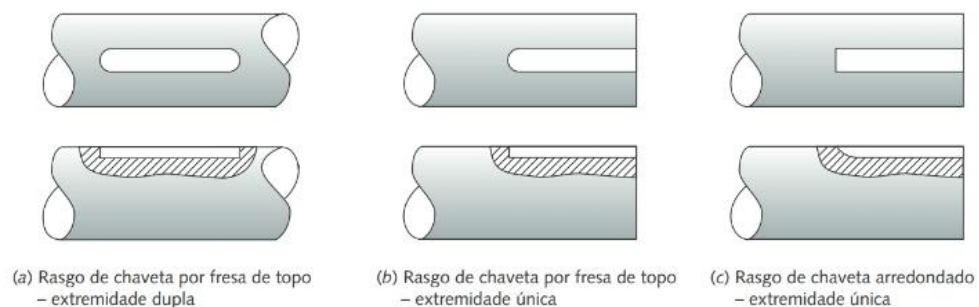
Normalmente a chaveta é dimensionada de forma que ela falhe antes que o assento ou outra parte do eixo no caso de uma sobrecarga. Desta forma a chaveta atua como um pino de segurança que se rompe antes que os elementos de maior valor sejam danificados.

2.7.5 Concentrações de tensões em rasgos de chavetas

As chavetas possuem cantos afiados, os assentos também. Isso causa concentrações de tensões. O rasgo de alojamento de chaveta é aberto no cubo e corre ao longo de seu comprimento, mas o rasgo deve ser fresado no eixo possuindo uma ou duas extremidades. Se uma fresa de topo for utilizada, o rasgo terá cantos afiados em uma ou nas duas extremidades assim como ao longo de cada lado. Se for feito um rasgo arredondado, o canto afiado na extremidade será eliminado, desta forma, reduzindo a concentração de tensões (NORTON, 2013).

Na Figura 10 é possível observar os tipos de rasgos de chaveta:

Figura 10 - Tipos de rasgos de chaveta

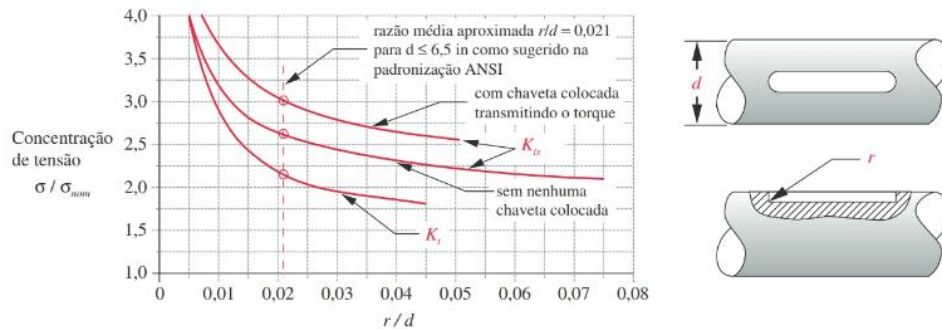


Fonte: Norton (2013).

As curvas de concentração de tensão para assentos fresados em eixos em carregamento de flexão ou torção variam de 2 acerca de 4, dependendo da razão entre o raio do canto e o diâmetro do eixo e está expresso na Figura 11:

Figura 11 - Fatores de concentração de tensão para um assento de chaveta produzido

por fresa de topo



Fonte: Norton (2013).

2.8 Mancais

Segundo Norton (2013), elementos rolantes são utilizados desde os tempos ancestrais como forma de mover objetos pesados. Mas, a partir do século XX foi possível fabricar mancais de rolamentos precisos, devido a evolução na tecnologia, materiais e manufatura.

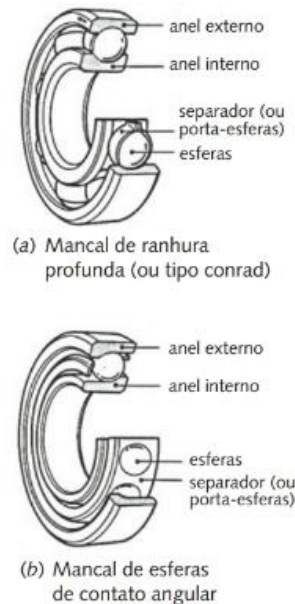
2.8.1 Tipos de mancais de elementos rolantes

Os mancais de elementos rolantes são agrupados em duas categorias: mancais de esferas e mancais de rolos. Os mancais de esferas são mais utilizados em aplicações pequenas e de alta velocidade. Em sistemas maiores e de carga pesada, os mancais de rolos são mais adequados. Se existir algum risco de desalinhamento entre o eixo e o alojamento, é necessário utilizar rolamentos autocompensadores. Os rolamentos de rolos cônicos suportam cargas pesadas nas direções radiais e axiais em velocidade média. Em aplicações de cargas axiais e radiais pesadas em alta velocidade, utilizam-se rolamentos de esfera de pista profunda (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Os mancais de esferas possuem várias esferas de aço presas entre duas pistas, interior e exterior para mancais radiais ou pistas superior e inferior para mancais axiais. Para manter as esferas igualmente espaçadas ao redor das pistas, utiliza-se um retentor, também chamado de gaiola ou separador. Estes mancais são capazes de suportar cargas axial e radial combinadas em diversos graus. Alguns

mancais de esferas possuem vedação para evitar a entrada de materiais estranhos nas pistas e são selados para manter o lubrificante que foi aplicado na fabricação (NORTON, 2013).

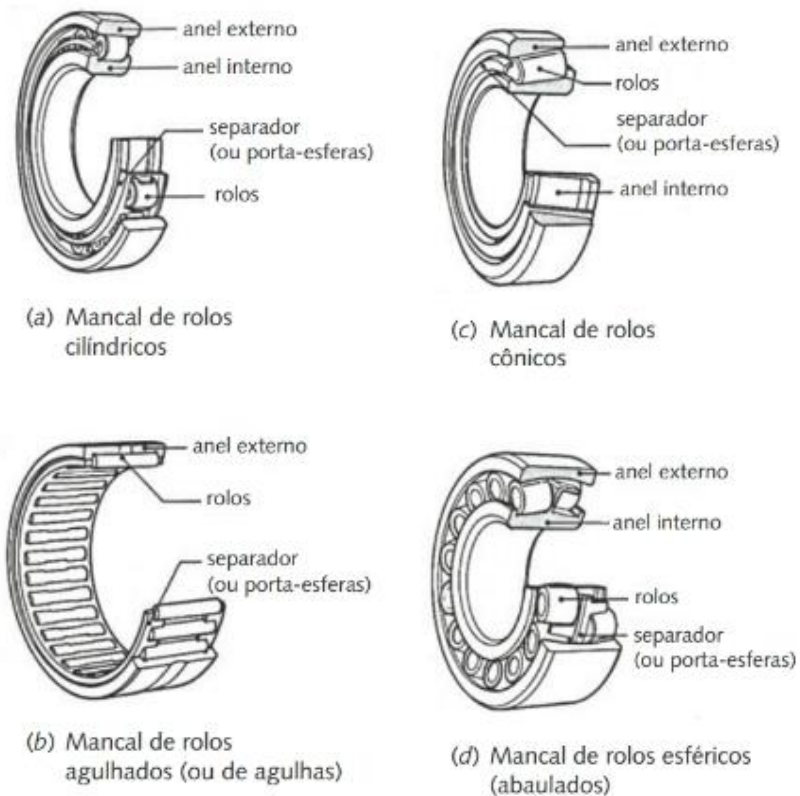
Figura 12 - Mancais de esferas



Fonte: Norton (2013).

Os mancais de rolos utilizam rolos retos, cônicos ou abaulados que rodam entre pistas. Normalmente suportam cargas estáticas e dinâmicas maiores que os mancais de esferas devido ao maior contato entre as pistas e os elementos rolantes. Suportam cargas em apenas uma direção ou axial ou radial a menos que sejam abaulados ou afunilados. O mancal de rolo cilíndrico reto projetado para suportar apenas cargas radiais, possui atrito baixo e flutua axialmente. O mancal de agulhas que utiliza rolos de pequeno diâmetro pode ou não ter uma pista interna, a sua vantagem é a capacidade de suportar uma carga maior devido ao uso completo de todos os rolos juntos. Já os mancais de rolos cônicos são projetados para suportar carga radial e axial grande. Normalmente utilizados como mancais de rodas em automóveis e caminhões, pois podem ser separados axialmente, tornando a sua montagem mais fácil que os outros mancais (NORTON, 2013).

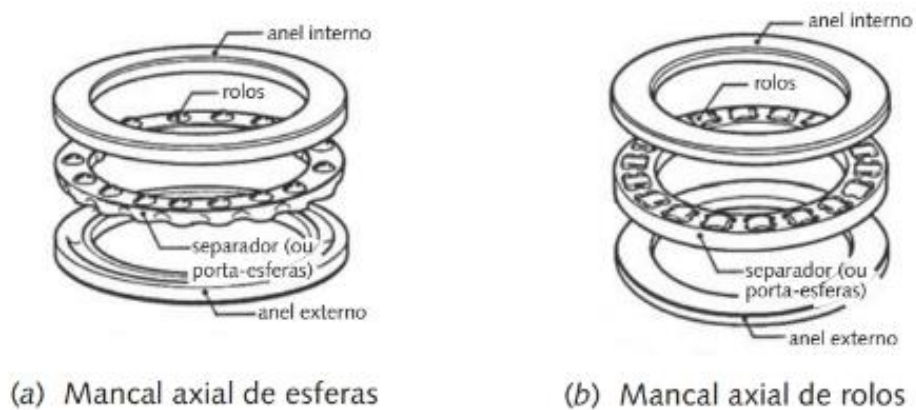
Figura 13 - Mancais de rolos



Fonte: Norton (2013).

Mancais axiais também são feitos de esferas e rolos, projetados para suportar cargas puramente axiais. Os de rolos cilíndricos possuem maior atrito devido ao escorregamento que ocorre entre os rolos e a pista, não sendo adequados para altas velocidades (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

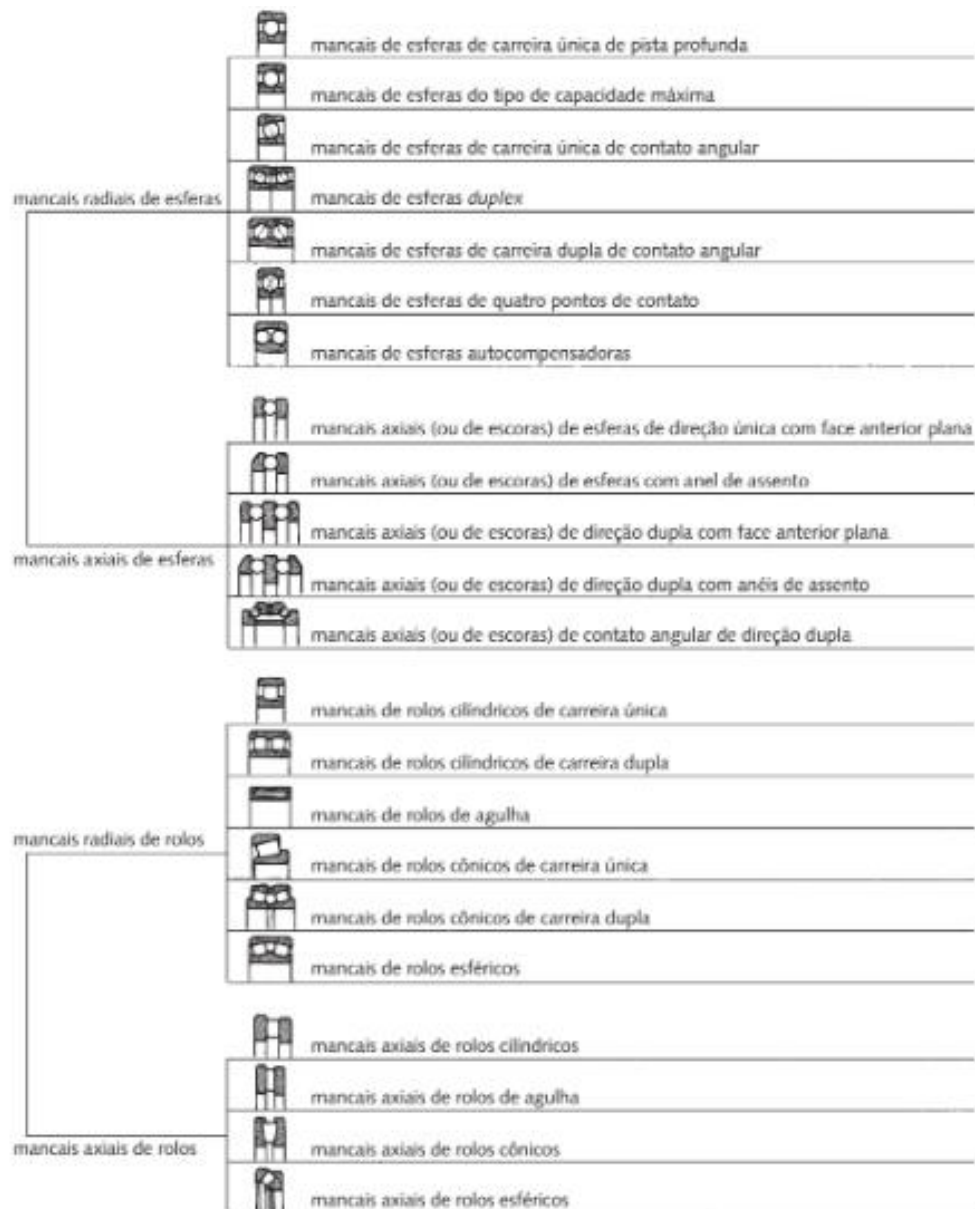
Figura 14 - Mancais axiais



Fonte: Norton (2013).

Na classificação dos mancais cada uma das categorias principais de esferas e rolos é dividida nas subcategorias axial e radial, obtendo uma série de variedades conforme a Figura 15:

Figura 15 - Classificação dos mancais de elementos rolantes



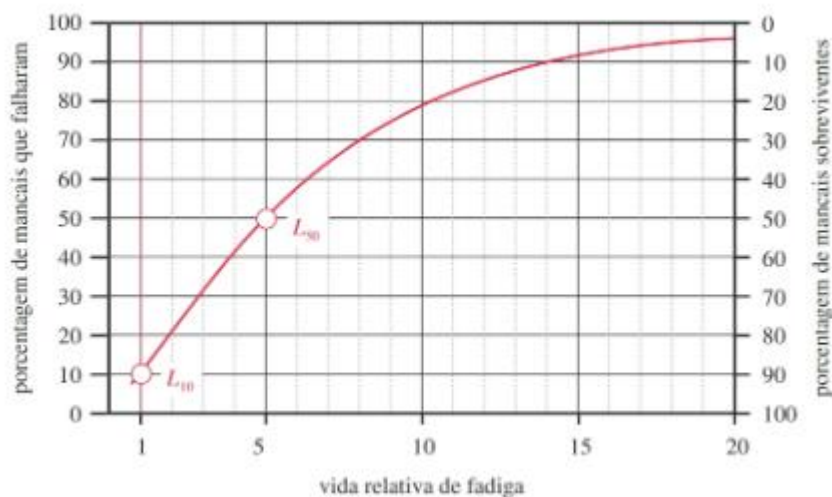
Fonte: Norton (2013).

2.8.2 Falha dos mancais de elementos rolantes

Se a lubrificação do mancal estiver limpa e em quantidade suficiente, a falha ocorrerá por fadiga superficial. A falha ocorre logo após a pista ou as esferas exibirem a primeira vala, onde que normalmente a pista é quem falha primeiro. O aviso de que o mancal está falhando é o audível, mostrando que a cavitação começa emitindo ruído e vibração (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

As falhas dos mancais não se distribuem estatisticamente em uma maneira simétrica, pelo contrário tende a distribuição desviada. Normalmente os mancais são classificados com base na vida, espécie em revoluções ou em horas de operação, onde espera obter-se 90% de uma amostra aleatória daquele tamanho de mancais atinjam ou ultrapassem suas cargas de projeto. Ou seja, é possível esperar que 10% do lote venha a falhar com aquela carga antes que a vida projetada seja alcançada. Isso é chamado de vida L_{10} . Em aplicações críticas pode se usar uma porcentagem menor de falha, mas normalmente a maior parte dos fabricantes utilizam a vida L_{10} como forma de definir a vida característica de um mancal sob carga (NORTON, 2013).

Figura 16 - Vida de mancais de elementos rolantes



Fonte: Norton (2013).

A vida L para outros percentuais de falha fora do padrão de 10% é calculada pela multiplicação da vida L_{10} por um fator de confiabilidade K_R conforme a Equação 19:

$$L_p = K_R L_{10} \quad (21)$$

onde,

L_p = Vida em fadiga para rolamento em milhões de ciclos corrigido;

K_R = Fator de confiabilidade de falha;

L_{10} = Vida em fadiga para rolamento em milhões de ciclos.

Os valores de K_R para vários percentuais são mostrados na tabela a seguir:

Tabela 04 - Fator de confiabilidade R

P%	R%	K_R
50	50	5,0
10	90	1,0
5	95	0,62
4	96	0,53
3	97	0,44
2	98	0,33
1	99	0,21

Fonte: Norton (2013).

2.8.3 Seleção de mancais de elementos rolantes

Após a seleção do tipo de mancal apropriado para a aplicação, o tamanho apropriado depende das magnitudes de carga estática e dinâmica aplicadas e da vida que se deseja ter até a fadiga.

Testes realizados pelos fabricantes, baseados em teorias estabelecidas mostra que a vida em fadiga dos mancais de rolamento é inversamente proporcional ao valor da carga elevada ao cubo para mancais de esferas, e uma potência 10/3 para mancais de rolos (NORTON, 2013).

Vida em fadiga para mancais de esferas:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (22)$$

onde,

L_{10} = Vida em fadiga em milhões de ciclos;

C = Carga constante aplicada;

P = Carga dinâmica básica do mancal específico definido em catálogo.

Vida em fadiga para mancais de rolos:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \quad (23)$$

3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

O presente capítulo apresenta os procedimentos metodológicos utilizados para o dimensionamento do sistema de transmissão do veículo BAJA UNIVATES *Team*.

3.1 Metodologia de pesquisa

3.1.1 Classificação da pesquisa

Para Gil (2002) pesquisas sobre problemas práticos podem conduzir a descobertas científicas, da mesma maneira que uma pesquisa pura pode fornecer informações para aplicação prática. As pesquisas podem, também, ser nomeadas quanto à natureza dos dados em quantitativa e qualitativa; e aos seus objetivos, em descritiva, exploratória e explicativa; quanto ao seu delineamento, em pesquisa documental, bibliográfica, experimental, levantamento e o estudo de caso. O delineamento expressa, o andamento da pesquisa, com foco nos procedimentos técnicos de coleta e análise de dados.

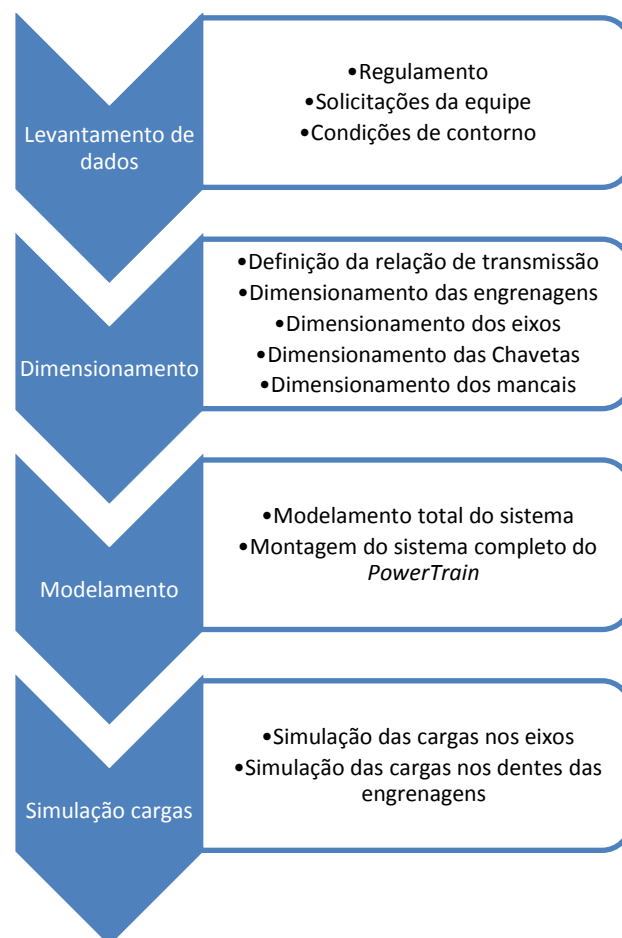
Tendo como base os conceitos apresentados, este trabalho pode ser classificado como natureza aplicada, pois visa dimensionar os componentes do sistema de transmissão do veículo baja. Em quantitativa, quanto à natureza dos dados, pois serão determinadas as variáveis e será realizado os cálculos necessários, analisados os dados obtidos e apresentadas as conclusões. Quanto aos objetivos,

será uma pesquisa exploratória, pois tem como ideia identificar e estabelecer através da pesquisa a forma que os fatores determinam e contribuem para a ocorrência dos fenômenos. E por fim, quanto ao delineamento, em estudo de caso, pois será um processo de exploração de um caso em vida real em que seus limites não estão claramente definidos (GIL, 2002).

3.2 Dimensionamento do sistema de transmissão do BAJA UNIVATES TEAM

As atividades propostas neste trabalho estão apresentadas no fluxograma ilustrado na Figura 17:

Figura 17 - Fluxograma de atividades



Fonte: Autor (2019).

3.2.1 Coleta dos dados

Para realizar o dimensionamento do sistema de transmissão, é necessário compreender as necessidades do projeto como um todo, para que o sistema atenda de forma adequada a solicitação de cargas sem prejudicar o desempenho dos demais subsistemas e sem infringir as regras da competição. Desta forma, devem-se obter as informações disponíveis da norma da SAE e também da equipe BAJA Univates *Team* sobre a influência dos demais subsistemas no conjunto da transmissão, assim como informações sobre o conjunto motor e CVT que entregará a energia ao sistema.

Seguindo os requisitos, o sistema deve ser pensado para que seja o menor e mais leve possível e possuir um bom rendimento, utilizando a maior quantidade possível de peças comerciais e de fácil reposição, e também, possuir o menor custo de fabricação.

Os dados coletados para o dimensionamento do sistema, como velocidade máxima, torque máximo na roda, torque do motor, rotação do motor e etc, serão transformados em valores capazes de se enquadrar nos equacionamentos do dimensionamento dos elementos mecânicos. Como, por exemplo, um dado de velocidade máxima que o veículo deve atingir, impacta diretamente no equacionamento da relação dos pares de engrenagens, juntamente com a rotação que o motor entrega para a transmissão. Desta forma, terá que ser estabelecida relações entre as informações obtidas.

3.2.2 Dimensionamento

Para realizar o dimensionamento dos componentes que constituem a transmissão, será adotada a revisão bibliográfica já citada neste trabalho.

Para simplificar os cálculos de eixos e engrenagens, serão criadas planilhas com as fórmulas necessárias para o dimensionamento dos mesmos, agilizando o memorial de cálculos, podendo ser apresentados apenas os resultados. Os elementos de máquinas que constituem o sistema de transmissão serão dimensionados da seguinte maneira:

- Relação de transmissão

Para estabelecer a relação de transmissão, é necessário obter através da coleta de dados os valores de entrada e saída em R.P.M da caixa de redução. Desta forma é possível utilizar a Equação 01 para obter a redução total do sistema.

- Chavetas

Para determinar os esforços nas chavetas, é necessário calcular o torque presente no eixo em que a chaveta se encontra. É possível calcular o torque com a Equação 11.

Após, é calculado a tensão de cisalhamento e de esmagamento com as respectivas Equações 17 e 18.

O comprimento da chaveta está relacionado entre as tensões atuantes e as tensões admissíveis, juntamente com o fator de segurança e pode ser obtido pelas Equações 19 e 20.

- Eixos

Para o dimensionamento dos eixos, inicialmente deve-se calcular o torque presente no eixo em questão. O torque pode ser obtido através da Equação 09.

O passo seguinte deve se estabelecer as forças tangenciais geradas por engrenagens e polias acopladas ao eixo, definindo as forças de reações geradas nos mancais utilizando a equação do momento.

Os fatores de concentração de tensão podem ser obtidos nas equações 14 e 15.

E o diâmetro do eixo é calculado pela Equação 16.

- Mancais

Considerando os critérios de carga dinâmica, inicialmente deve-se estipular a carga máxima de reação no mancal, expressa no cálculo dos momentos. Após é possível determinar na tabela de algum fornecedor a carga dinâmica suportada para algum rolamento do diâmetro calculado. Desta forma, é possível realizar o cálculo

para a previsão de quantos ciclos o mancal irá suportar até a sua fadiga pela Equação 22.

3.3 Modelagem e simulação

A modelagem do sistema será realizada em software CAD e as simulações de esforços utilizarão software CAE.

As simulações consistem em aplicar as cargas calculadas nos eixos e engrenagens para avaliar as tensões máximas (Von Mises) e os deslocamentos máximos, a fim de identificar alguma possível falha ou problema que possa ocorrer.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Dados de entrada

Para realizar o projeto do sistema de redução, inicialmente foi necessário identificar os dados de entrada e parâmetros preestabelecidos pela norma e pela equipe BAJA UNIVATES *Team* para que estes pudessem ser inseridos nos cálculos do dimensionamento dos elementos.

Três itens importantes foram identificados nesta etapa:

- Modelo do motor (estipulado por norma);
- Modelo de polia CVT acoplada entre a caixa de redução e motor (estipulado pela equipe);
- Velocidade máxima que o veículo deve atingir (estipulado pela equipe).

4.1.1 Modelo do motor

O motor estipulado pela norma SAE BRASIL, consiste em um motor estacionário, mono cilindro de quatro tempos e injeção via carburação da marca *Briggs & Stratton*, de 10HP de potência, onde todas equipes devem possuir este modelo e está isenta a modificação de qualquer elemento que constitui o motor.

Desta forma, por se tratar de um motor que não atende as necessidades de torque do veículo BAJA, é necessário realizar o projeto de uma caixa de redução para suprir esta demanda.

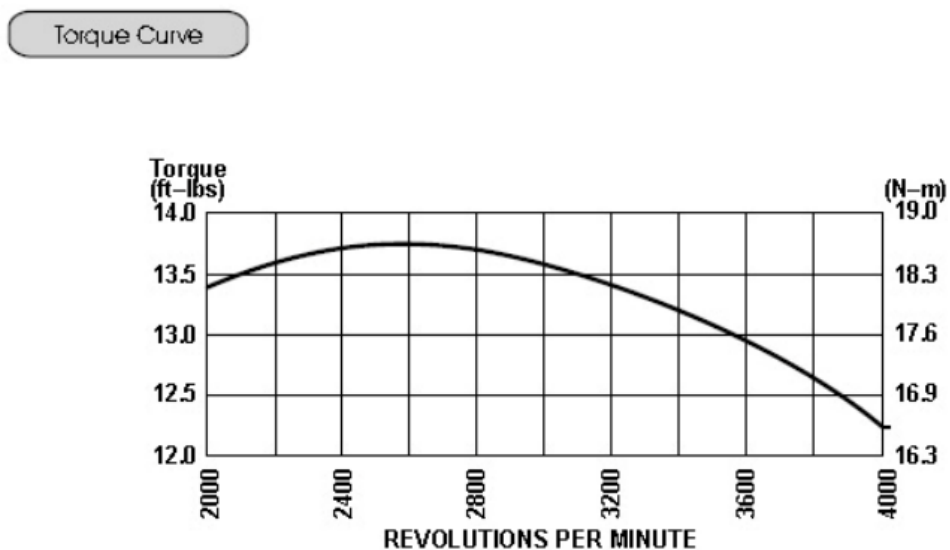
Figura 18 - Motor *Briggs & Stratton* 10 HP



Fonte: Briggs & Stratton do Brasil (2013)

As informações do motor que foram utilizadas neste trabalho são o torque e rotação e estão expressos no gráfico expresso pela Figura 19 a seguir:

Figura 19 - Curva de torque do motor



Fonte: *Briggs & Stratton* do Brasil (2013).

Analisando o gráfico é possível identificar que o torque máximo do motor se encontra em 2600 RPM e tem magnitude de 18,5 N.m. A rotação máxima do motor é limitada a 4000 RPM.

4.1.2 Modelo de CVT

Em norma a CVT não possui nenhum tipo de restrição. Desta forma a equipe optou pela utilização de um dos modelos mais cobiçados por outras equipes, a GAGED GX9, sendo considerado entre os competidores um dos melhores CVT comerciais devido a sua gama de regulagens que propiciam modificar a velocidade e rampa de abertura de relação, facilitando as regulagens e acertos para o veículo.

Para fins de cálculo de torques e velocidades, é necessário conhecer a relação de início e de final que o CVT entrega ao eixo.

Desta forma, em catálogo cedido pelo fornecedor foi possível constatar que as relações de início e final são respectivamente 3,5/1 e 0,85/1.

O modelo de CVT está representado na Figura 20:

Figura 20 - Conjunto CVT GAGED GX9



Fonte: Equipe BAJA UNIVATES Team (2019, [arquivo particular]).

4.1.3 Velocidade máxima atingida pelo veículo

Em conversa com a equipe foi estipulado que o veículo deve atingir velocidades máximas em torno de 60 Km/h, valor este retirado segundo os resultados de equipes referência nas provas de velocidade das competições dos anos anteriores.

4.2 Dimensionamento dos elementos do sistema de transmissão

4.2.1 Projeto das engrenagens

O primeiro elemento do sistema a ser dimensionado foram as engrenagens, pois elas produzem algumas das cargas que estão presentes no eixo e devem ser levadas em consideração nos cálculos. Desta forma para prosseguir o dimensionamento dos eixos, chavetas e mancais foi necessário conhecer estas cargas. As engrenagens também estão ligadas diretamente a relação de redução que o sistema irá possuir.

Para determinar a relação do conjunto foi necessário relacionar a velocidade máxima do veículo, rotação máxima do motor, relação final da CVT e o diâmetro do pneu. Desta forma é possível obter a Equação 24:

$$V = \frac{\frac{n}{(i_{cvt} + i_{caixa})} \times 60 \times (\pi * D_{pneu})}{1000} \quad (24)$$

Utilizando esta equação foi possível estabelecer a relação do sistema totalizando em 7,84/1 em uma velocidade de 62,2 km/h. O diâmetro do pneu utilizado para o cálculo é o mesmo que a equipe utiliza atualmente sendo igual a 0,55 m.

Para otimizar o espaço ocupado pelo sistema, utilizou-se dois pares de engrenagens de dente reto em paralelo com 2,8/1 de redução em cada par, totalizando 7,84/1 de redução da caixa de transmissão conforme a Equação 02. O módulo escolhido de 2,5 mm para as quatro engrenagens e a largura de 20 mm para o primeiro par e 25 mm para o segundo par.

Buscando a padronização do sistema, o número de dentes das engrenagens

motoras (N1 e N3) é 20 dentes e das movidas (N2 e N4) 56 dentes totalizando a relação do par em 2,8/1. Os valores do número de dentes podem ser calculados através das Equações 01 e 02.

Os raios primitivos das engrenagens estão fixados em 25 mm para as engrenagens de 20 dentes e de 70 mm para as engrenagens de 56 dentes e foram atribuídos através da Equação 03.

O material adotado para a construção das engrenagens é o SAE 8620 cementado, característico para este tipo de aplicação por possuir capacidade de adquirir alta dureza superficial (bom para os desgastes dos dentes) e boa ductilidade no seu núcleo, evitando fraturas frágeis. Suas propriedades de interesse para este trabalho podem ser encontradas no Anexo A.

Desta forma, é possível adotar os seguintes resultados para o dimensionamento das engrenagens conforme a Tabela 05 expressa a seguir:

Tabela 05 - Resultados do dimensionamento de engrenagens

Item	Valor	Unidade
Módulo das engrenagens	2,5	mm
Nº de dentes da engrenagem 1	20	-
Raio primitivo da engrenagem 1	25	mm
Largura da engrenagem	20	mm
Nº de dentes da engrenagem 2	56	-
Raio primitivo da engrenagem 2	70	mm
Largura da engrenagem	20	mm
Nº de dentes da engrenagem 3	20	-
Raio primitivo da engrenagem 3	25	mm
Largura da engrenagem	25	mm
Nº de dentes da engrenagem 4	56	-
Raio primitivo da engrenagem 4	70	mm
Largura da engrenagem	25	mm
Relação eixo 1>2	2,8	-
Relação eixo 2>3	2,8	-
Relação total do Sistema	7,84	-

Fonte: Autor (2019).

4.2.2 Projeto dos eixos

Para o projeto dos eixos foi estabelecido os seguintes passos: calcular o torque máximo em cada eixo, determinar as forças agentes das engrenagens e da polia CVT, calcular as forças de reação nos mancais nos planos XZ e YZ, calcular o momento no ponto da seção de interesse, escolher o material de fabricação do eixo e determinar a resistência a fadiga para vida infinita, determinar a sensibilidade ao entalhe, determinar os fatores de concentração de tensão e por fim calcular o diâmetro do eixo na região mais crítica.

➤ Cálculo do torque por eixo

O torque máximo presente em cada eixo foi atribuído através da multiplicação do torque pela relação de transmissão que antecede o eixo a ser analisado conforme Equação 11.

O torque máximo no primeiro eixo pode ser expresso pelo valor do torque máximo do motor multiplicado pela relação inicial de transmissão da CVT, gerando o valor de 65,27 N.m.

Calculando igualmente para o segundo eixo, é atribuído o valor do torque, multiplicando o torque do primeiro eixo pela relação de transmissão do primeiro par de engrenagens, resultando em um torque máximo de 182,8 N.m.

Para o terceiro eixo, o cálculo se forma pela multiplicação do torque do segundo eixo pela relação de transmissão do segundo par de engrenagens, gerando o torque de 511,7 N.m.

Desta forma os valores do torque para cada eixo estão expressos na Tabela 06 a seguir:

Tabela 06 - Torques por eixo

Item	Valor	Unidade
Torque no eixo 1	65,27	N*m
Torque no eixo 2	182,756	N*m
Torque no eixo 3	511,7168	N*m

Fonte: Autor (2019).

➤ Cálculo das forças geradas pelas engrenagens

As forças geradas pelas engrenagens foram calculadas através das equações 08 e 09, considerando um ângulo de pressão de 20° , sendo este um dos ângulos mais utilizado comercialmente.

Os valores obtidos para as 4 engrenagens encontram-se nas Tabelas 07, 08, 09 e 10 a seguir:

Tabela 07 - Forças no dente da engrenagem 1

Engrenagem 1		
Variável	Valor	Unidade
Fgx1=	-2610,80	N
Fgy1=	950,25	N
Fg1=	2778,36	N
Ângulo de pressão=	20,00	Graus
Torque(T)=	65,27	N*m

Fonte: Autor (2019).

Tabela 08 - Forças no dente da engrenagem 2

Engrenagem 2		
Variável	Valor	Unidade
Fgx2=	2305,39	N
Fgy2=	-839,09	N
Fg2=	2453,35	N
Ângulo de pressão=	20,00	Graus
Torque(T)=	182,76	N*m

Fonte: Autor (2019).

Tabela 09 - Forças no dente da engrenagem 3

Engrenagem 3		
Variável	Valor	Unidade
Fgx3=	6455,10	N
Fgy3=	2349,47	N
Fg3=	6869,38	N
Ângulo de pressão=	20,00	Graus
Torque(T)=	182,76	N*m

Fonte: Autor (2019).

Tabela 10 - Forças no dente da engrenagem 4

Engrenagem 4		
Variável	Valor	Unidade
Fgx4=	-6455,10	N
Fgy4=	-2349,47	N
Fg4=	6869,38	N
Ângulo de pressão=	20,00	Graus
Torque(T)=	511,72	N*m

Fonte: Autor (2019).

➤ Cálculo das forças geradas pela polia CVT

As forças geradas pela tração da correia na polia CVT, consideram um ângulo de 0° de inclinação referente ao solo e podem ser calculadas através das mesmas Equações 08 e 09 e estão expressos na Tabela 11:

Tabela 11 - Forças geradas pela polia CVT

Polia		
Variável	Valor	Unidade
Fsx=	-1284,84	N
Fsy=	0,00	N
Fs=	1284,84	N
Fn=	856,56	N
Torque(T)=	65,27	N*m
Ângulo com o solo	0,00	Graus

Fonte: Autor (2019).

➤ Cálculo das reações nos apoios

As forças reativas nos apoios foram obtidas através dos cálculos dos momentos e estão expressas nas Tabelas 12, 13 e 14:

Tabela 12 - Forças reativas nos mancais do eixo 1

Reativas eixo 1		
Variável	Valor	Unidade
R1x=	-3068,60	N
R1y=	-475,13	N
R2x=	6964,24	N
R2y=	-475,13	N
R1=	3,11	KN
R2=	6,98	KN

Fonte: Autor (2019).

Tabela 13 - Forças reativas nos mancais do eixo 2

Reativas eixo 2		
Variável	Valor	Unidade
R1x=	-5561,29	N
R1y=	-1577,09	N
R2x=	-3199,21	N
R2y=	66,71	N
R1=	5,78	KN
R2=	3,20	KN

Fonte: Autor (2019).

Tabela 14 - Forças reativas nos mancais do eixo 3

Reativas eixo 3		
Variável	Valor	Unidade
R1x=	4947,15	N
R1y=	1800,62	N
R2x=	1507,95	N
R2y=	548,85	N
R1=	5,26	KN
R2=	1,60	KN

Fonte: Autor (2019).

As distâncias utilizadas no cálculo dos momentos são resultantes do posicionamento do motor e CVT, tendo as engrenagens posicionadas no centro do veículo para manter a simetria do carro. Os valores utilizados se encontram nas Tabelas 15, 16 e 17 a seguir:

Tabela 15 - Distâncias das cargas e apoios no eixo 1

Distância	Valor	Unidade
Distância de R1 até o centro da engrenagem 1=	0,02	m
Distância de R1 até R2=	0,03	m
Distância de R1 até o centro da polia=	0,14	m

Fonte: Autor (2019).

Tabela 16 - Distâncias das cargas e apoios no eixo 2

Distância	Valor	Unidade
Distância de R1 até o centro da engrenagem 3=	0,01	m
Distância de R1 até o centro da engrenagem 2=	0,04	m
Distância de R1 até R2=	0,06	m

Fonte: Autor (2019).

Tabela 17 - Distâncias das cargas e apoios no eixo 3

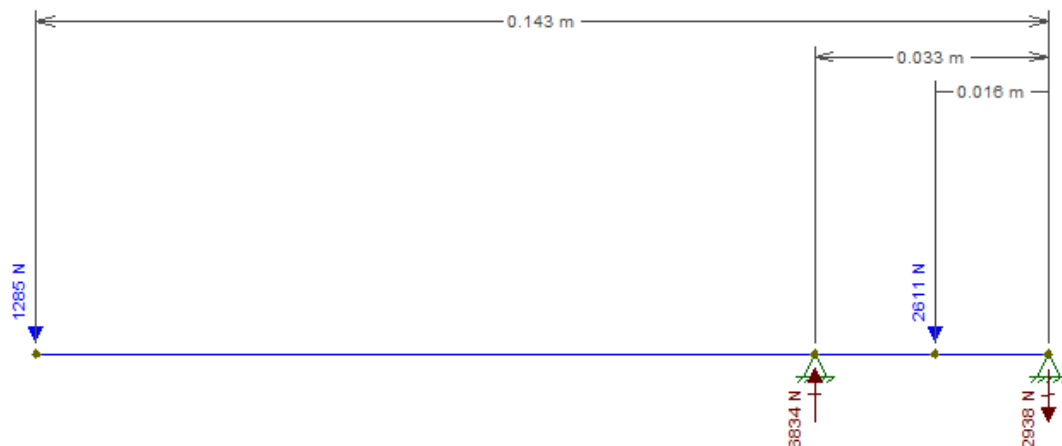
Distância	Valor	Unidade
Distância de R1 até o centro da engrenagem 4=	0,01	m
Distância de R1 até R2=	0,06	m

Fonte: Autor (2019).

➤ Diagramas de corpo livre

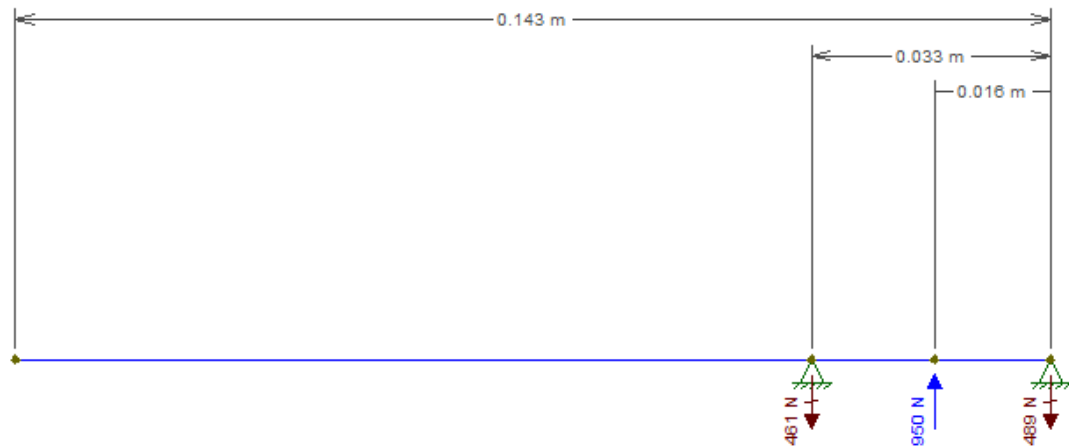
Para uma melhor visualização das forças reativas, foi plotado um diagrama de corpo livre para cada eixo nos planos XY e XZ. Os diagramas estão expressos nas figuras abaixo e consideram as forças de flexão das engrenagens e polia CVT:

Figura 21 - Diagrama de corpo livre eixo 1 no plano XY



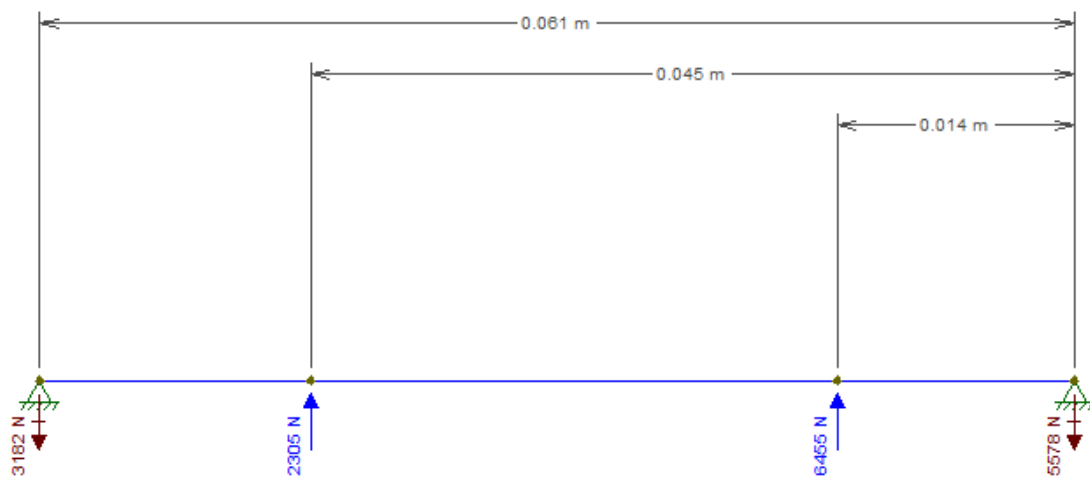
Fonte: Autor (2019).

Figura 22 - Diagrama de corpo livre eixo 1 no plano XZ



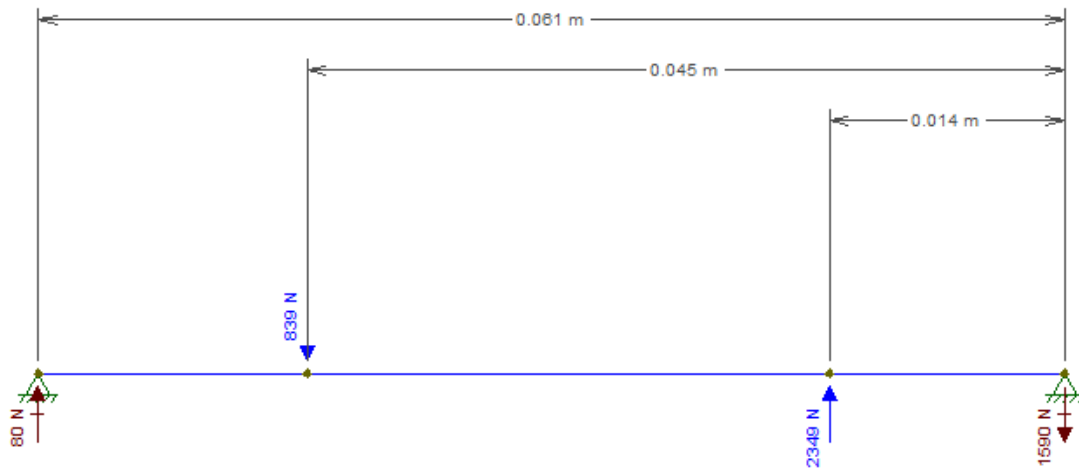
Fonte: Autor (2019).

Figura 23 - Diagrama de corpo livre eixo 2 no plano XY



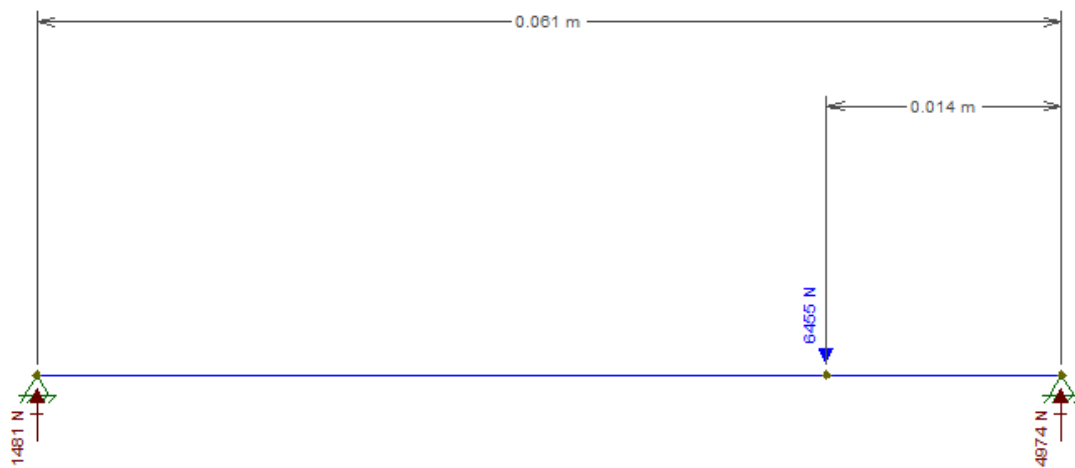
Fonte: Autor (2019).

Figura 24 - Diagrama de corpo livre eixo 2 no plano XZ



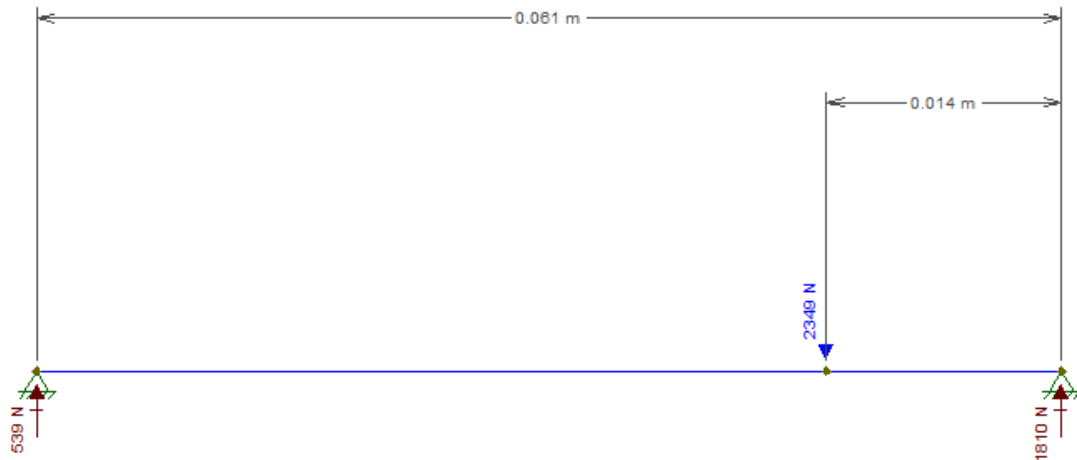
Fonte: Autor (2019).

Figura 25 - Diagrama de corpo livre eixo 3 no plano XY



Fonte: Autor (2019).

Figura 26 - Diagrama de corpo livre eixo 3 no plano XZ



Fonte: Autor (2019).

➤ Momento na seção de interesse

A seção de interesse deve ser o ponto de mais fragilidade do eixo. No caso para este projeto deve se estabelecer o ponto na região da chaveta visto que os eixos não irão possuir rebaixos nas partes dimensionadas. Na tabela a seguir estão expressos os momentos máximos nos eixos que se localizam na região das chavetas:

Tabela 18 - Momento na seção de interesse do eixo

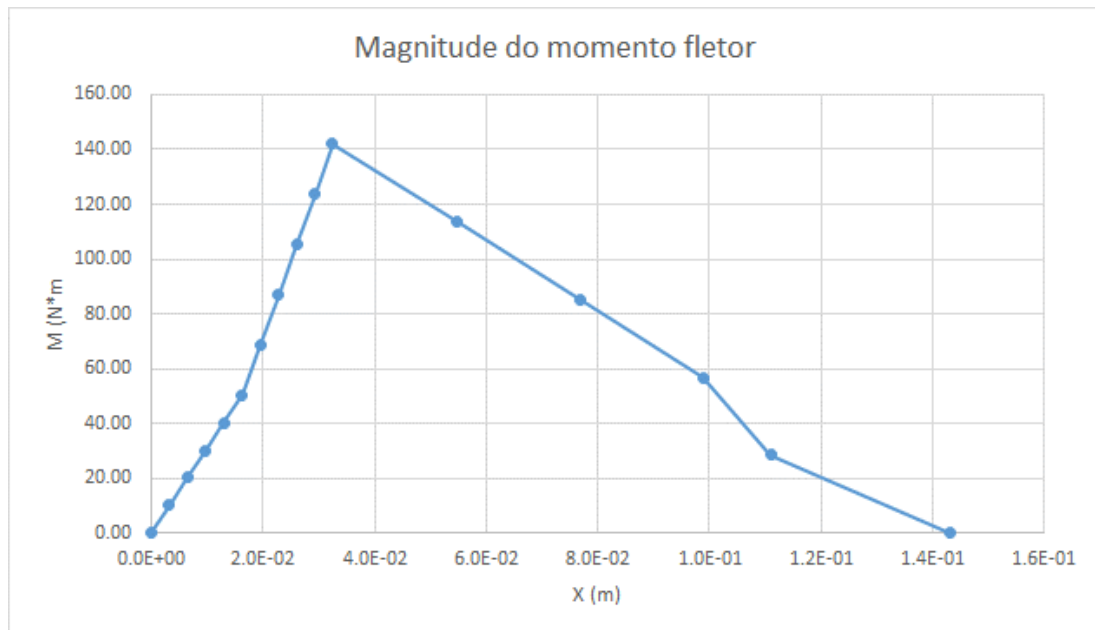
Magnitude do torque		
Eixo	x(m)	T(N*m)
1	0,03	142,15
2	0,01	82,37
3	0,01	75,02

Fonte: Autor (2019).

Para simplificar a visualização da magnitude do momento ao longo do eixo foi plotado um gráfico onde é possível identificar mais facilmente o ponto de atuação do maior momento.

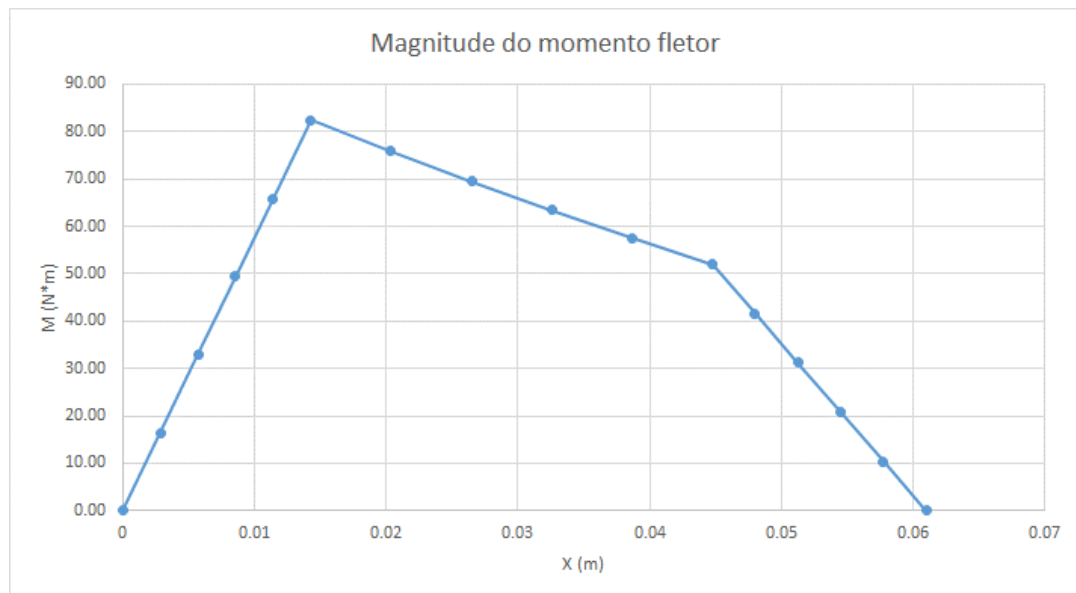
Nas Figuras 27, 28 e 29 a seguir estão plotados os gráficos da magnitude do momento fletor contido nos eixos:

Figura 27 - Magnitude do momento fletor no eixo 1



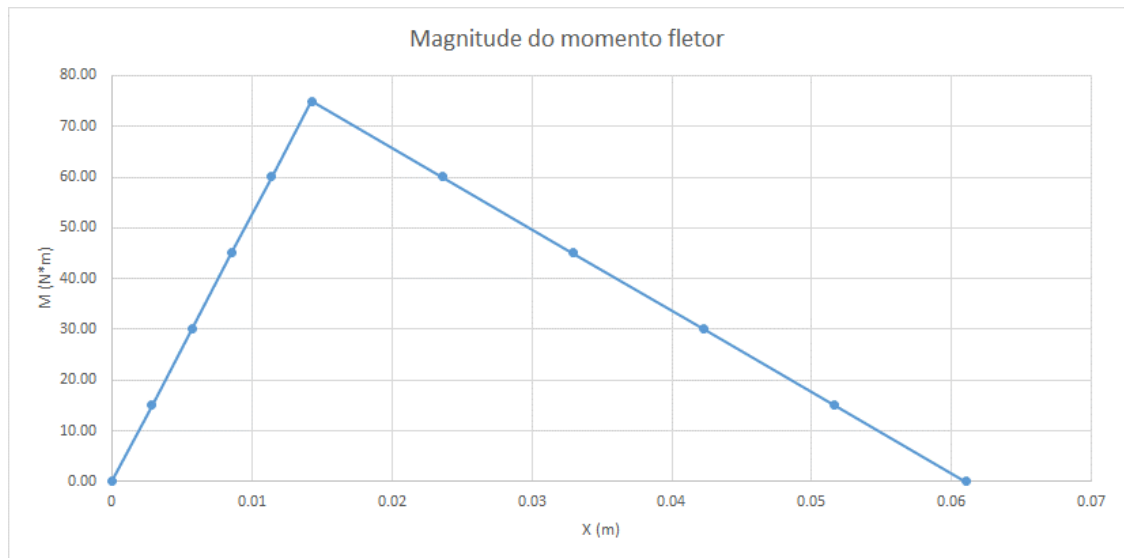
Fonte: Autor (2019).

Figura 28 - Magnitude do momento fletor no eixo 2



Fonte: Autor (2019).

Figura 29 - Magnitude do momento fletor no eixo 3



Fonte: Autor (2019).

➤ Material de fabricação

Para a fabricação de eixos é necessário que se escolha um material com alta resistência mecânica e alta tenacidade. Desta forma para os eixos em questão, adotou-se o aço SAE 8640, muito utilizado neste tipo de aplicação.

Para realização dos cálculos, são necessárias as informações de suas propriedades mecânicas como tensão de escoamento e resistência a tração, que podem ser encontradas na tabela a seguir:

➤ Resistência a fadiga

O limite de resistência a fadiga do material foi obtido inicialmente utilizando a Equação 12 e após a Equação 13, onde foi aplicado os fatores modificadores do limite de resistência a fadiga. As informações do material como tensão de escoamento e resistência a tração estão contidas no Anexo B. Os valores obtidos nos cálculos estão expressos na Tabela 19:

Tabela 19 - Limite de resistência a fadiga do eixo

Material		
Item	Valor	Unidade
Resistência ao escoamento (S_y)=	800,00	MPa
Resistência máxima em tração (S_{ut})=	896,00	MPa
S_e =	448,00	MPa
Fator de superfície K_a =	0,74	-
Fator de tamanho K_b =	0,85	-
Fator de carregamento K_c =	1,00	-
Fator de temperatura K_d =	1,00	-
Fator de confiabilidade K_e =	0,70	-
Fator de efeitos diversos K_f =	1,00	-
S_e (S_f)=	199,00	MPa

Fonte: Autor (2019).

➤ Sensibilidade ao entalhe

Utilizando o gráfico expresso na Figura 08 foi possível estabelecer os fatores de sensibilidade ao entalhe, utilizando como raio de arredondamento de 1 mm. Os resultados estão expressos na tabela a seguir:

Tabela 20 - Fator de sensibilidade ao entalhe

Item	Valor
Sensibilidade ao entalhe em flexão=	0,80
Sensibilidade ao entalhe em Torção=	0,84

Fonte: Autor (2019).

➤ Fatores de concentração de tensão

Para determinar os fatores de concentração de tensão por fadiga e tensão média foram utilizadas as Equações 14 e 15 e os valores dos concentradores de tensão por torção e flexão nas chavetas foi adotada o gráfico expresso pela Figura 11.

Nas Tabelas 21, 22 e 23 a seguir estão representados os valores dos fatores de concentração de tensão utilizados para cada eixo:

Tabela 21 - Fatores de concentração adotados para o eixo 1

Eixo 1	
Variável	Valor
$K_f=$	1,00
$K_t=$	1,80
$K_{fs}=$	1,00
$K_{ts}=$	2,65
$r/d=$	0,04

Fonte: Autor (2019).

Tabela 22 - Fatores de concentração adotados para o eixo 2

Eixo 2	
Variável	Valor
$K_f=$	1,00
$K_t=$	2,20
$K_{fs}=$	1,00
$K_{ts}=$	3,00
$r/d=$	0,02

Fonte: Autor (2019).

Tabela 23 - Fatores de concentração adotados para o eixo 3

Eixo 3	
Variável	Valor
$K_f=$	1,00
$K_t=$	2,20
$K_{fs}=$	1,00
$K_{ts}=$	3,00
$r/d=$	0,02

Fonte: Autor (2019).

➤ Diâmetro do eixo

Utilizando a Equação 16 foi possível obter o diâmetro do eixo na seção desejada. Buscando a facilidade e agilidade na fabricação do eixo, o projeto contará com apenas um diâmetro, exceto o diâmetro de encaixe da CVT e o diâmetro de saída da caixa que são estabelecidos por itens comerciais utilizados pela equipe.

Solucionando as equações para os eixos adotando um fator de segurança com valor de 2,5 foram obtidos os seguintes resultados expressos na Tabela 24:

Tabela 24 - Diâmetro para os eixos 1, 2 e 3 respectivamente

Variável	Valor	Unidade	Fator de segurança
d=	31,12	Mm	2,50
d=	29,12	Mm	2,50
d=	29,88	Mm	2,50

Fonte: Autor (2019).

Buscando uma padronização do sistema, assim como uma padronização dos mancais de rolamento, adotou-se apenas um diâmetro único para os três eixos, de modo que a diferença entre os diâmetros seja suprida pelo fator de segurança, adotando a condição de que não deve ser inferior a 2. Desta forma os novos diâmetros e seus respectivos coeficientes de segurança após a realização dos cálculos, estão expressos na Tabela 25:

Tabela 25 - Diâmetro para os eixos 1, 2 e 3 respectivamente (FS corrigido)

Variável	Valor	Unidade	Fator de segurança
d=	30,00	mm	2,24
d=	30,00	mm	2,74
d=	30,00	mm	2,53

Fonte: Autor (2019).

4.2.3 Projeto das chavetas

Levando em consideração o diâmetro dos eixos, os valores para as chavetas foram encontrados na Tabela 03. Tendo como valor mínimo para o fator de segurança o valor de 2, utilizando as Equações 19 e 20 para encontrar os fatores de segurança reais em função da largura da chaveta, foram obtidos os seguintes resultados expressos nas Tabelas 26, 27 e 28:

Tabela 26 - Dimensionamento da chaveta eixo 1

Chaveta eixo 1		
Variável	Valor	Unidade
Cubo=	32,50	mm
b=	10,00	mm
h=	8,00	mm
t=	4,50	mm
Tensão esmagamento=	1243,24	(N*mm)/L
Tensão cisalhamento=	435,13	(N*mm)/L
Escoamento chaveta=	330,00	Mpa
Tensao esmagamento adm=	165,00	Mpa
Tensão Cisalhamento adm=	231,00	Mpa
FSesm	4,31	-
Fscis	17,25	-

Fonte: Autor (2019).

Tabela 27 - Dimensionamento da chaveta eixo 2

Chaveta eixo 2		
Variável	Valor	Unidade
Cubo=	65,00	mm
b=	10,00	mm
h=	8,00	mm
t=	4,50	mm
Tensão esmagamento=	3481,07	(N*mm)/L
Tensão cisalhamento=	1218,37	(N*mm)/L
Escoamento chaveta=	330,00	Mpa
Tensao esmagamento adm=	165,00	Mpa
Tensão Cisalhamento adm=	231,00	Mpa
FSesm	3,08	-
Fscis	12,32	-

Fonte: Autor (2019).

Tabela 28 - Dimensionamento da chaveta eixo 3

Chaveta eixo 3		
Variável	Valor	Unidade
Cubo=	65,00	mm
b=	10,00	mm
h=	8,00	mm
t=	4,50	mm
Tensão esmagamento=	4874,03	(N*mm)/L
Tensão cisalhamento=	1705,91	(N*mm)/L
Escoamento chaveta=	330,00	Mpa
Tensão esmagamento adm=	165,00	Mpa
Tensão Cisalhamento adm=	231,00	Mpa
FSesm	2,20	-
Fscis	8,80	-

Fonte: Autor (2019).

O material utilizado para a fabricação da chaveta foi o aço SAE 1020, visto que por questões de segurança é aconselhável que a chaveta falhe antes que o componente, desta forma as propriedades do material selecionado se enquadram de acordo com as cargas solicitadas. As propriedades do aço SAE 1020 podem ser encontradas no Anexo C.

4.2.4 Projeto dos mancais

Para o dimensionamento dos mancais, foram consideradas as cargas reativas calculadas nos mancais (apoios). Como todos os eixos possuem o mesmo diâmetro, desta forma é possível padronizar os mancais pela maior carga de reação.

Utilizando a carga reativa do apoio 2 com o valor de 6,98 kN foi possível selecionar um mancal de acordo com a tabela expressa no Anexo D.

O mancal selecionado foi o 6003, desta forma é possível calcular o número de ciclos suportados até a fadiga do componente através da Equação 22, tendo como resultado o valor de 7,73 milhões de ciclos.

4.3 Modelamento do sistema em CAD

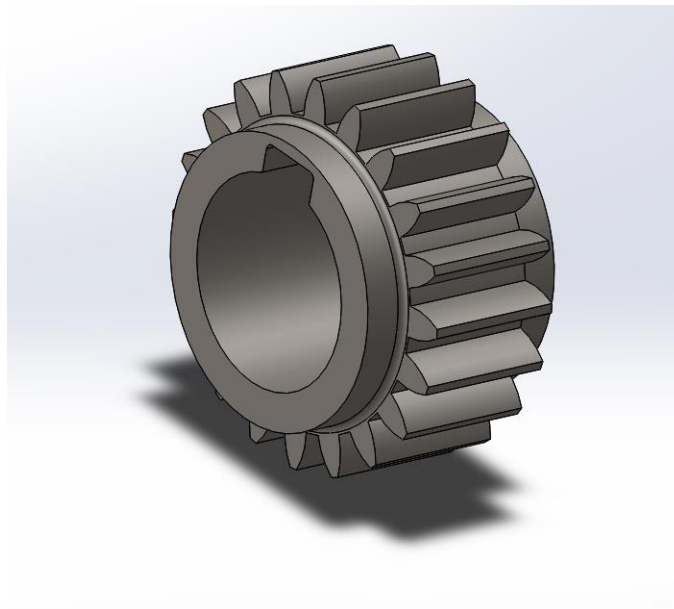
O modelamento do sistema consistiu no projeto da transmissão como um todo, tendo seus posicionamentos definidos através da montagem completa com motor e CVT.

A confecção dos componentes em software 3D foi realizada no software *SolidWorks* e andou em paralelo com o dimensionamento do sistema, visto que para se obter as distâncias reais para o cálculo dos momentos dos eixos além das posições das cargas aplicadas, foi necessário conhecer o real posicionamento de cada item que forma o sistema.

Os itens modelados foram os itens dimensionados neste trabalho além da carcaça que envolve a transmissão. O motor e a CVT que estão presentes na montagem, pertencem ao banco de dados da equipe *BAJA UNIVATES Team*.

As imagens do modelamento do sistema encontram-se nas imagens a seguir:

Figura 30 - Modelamento engrenagem 1



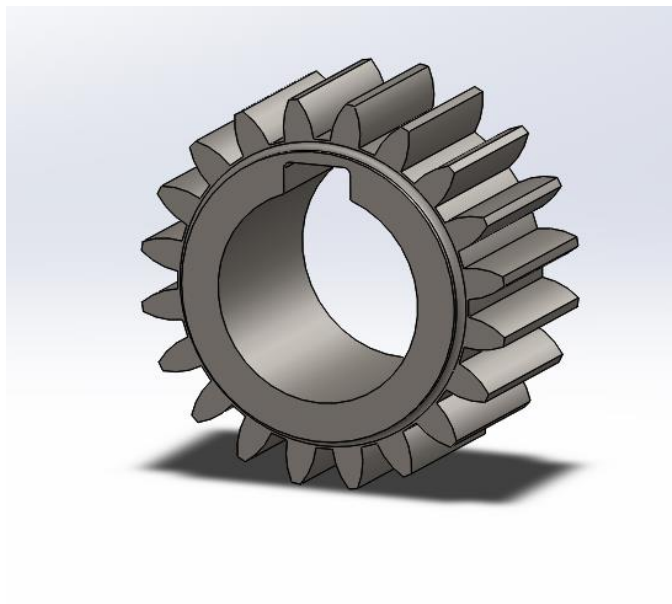
Fonte: Autor (2019).

Figura 31 - Modelamento engrenagem 2



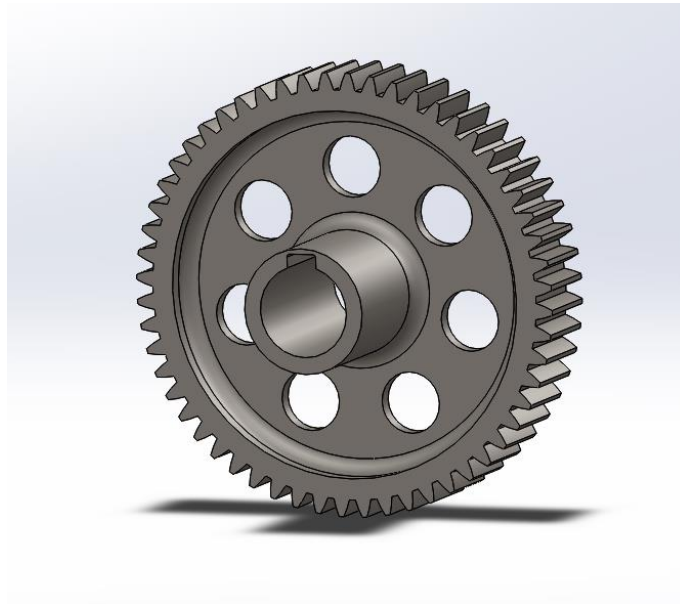
Fonte: Autor (2019).

Figura 32 - Modelamento engrenagem 3



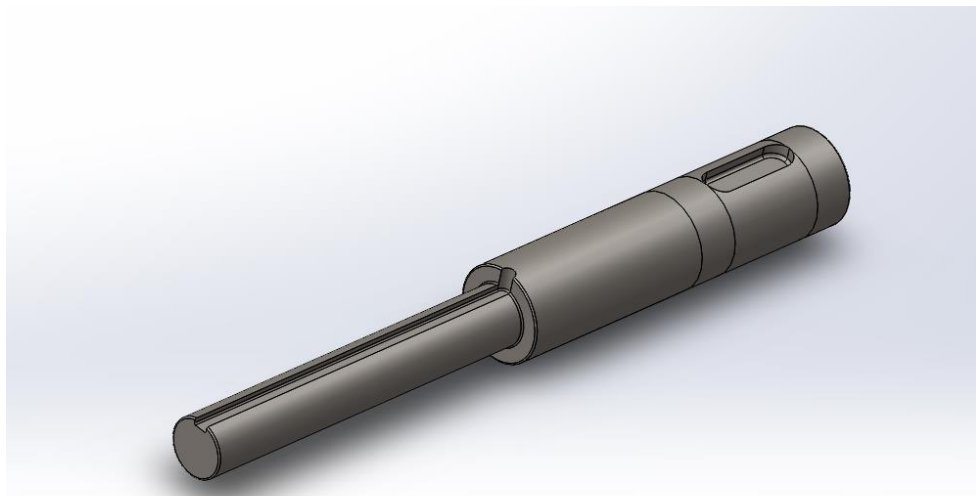
Fonte: Autor (2019).

Figura 33 - Modelamento engrenagem 4



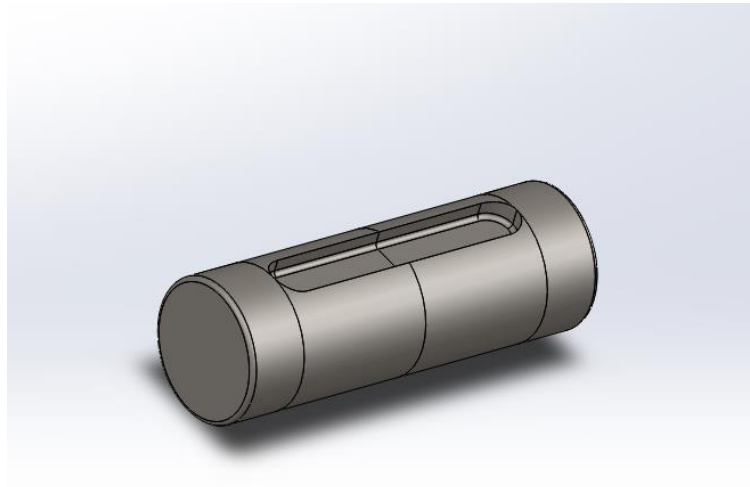
Fonte: Autor (2019).

Figura 34 - Modelamento eixo 1



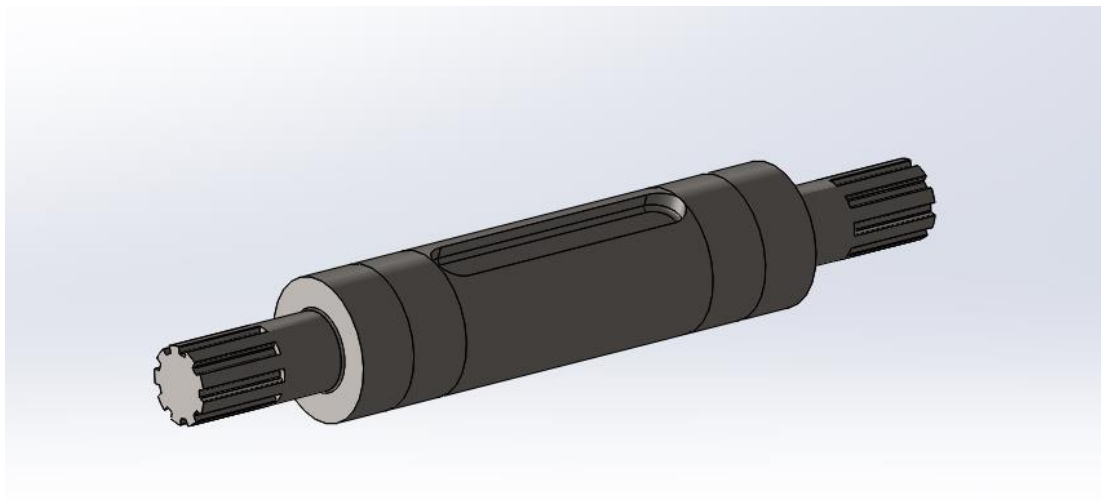
Fonte: Autor (2019).

Figura 35 - Modelamento eixo 2



Fonte: Autor (2019).

Figura 36 - Modelamento eixo 3



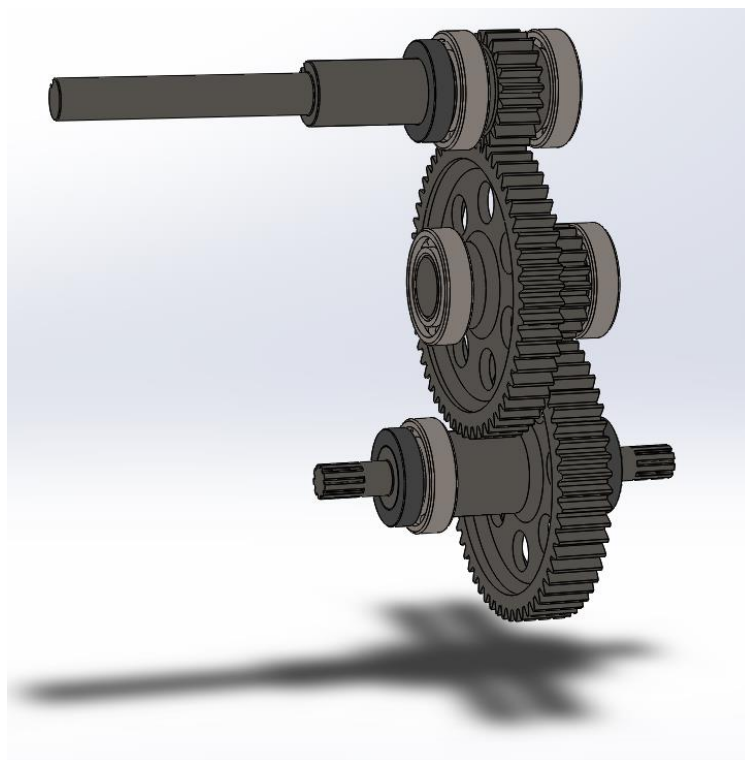
Fonte: Autor (2019).

Figura 37 - Modelamento do mancal 6006



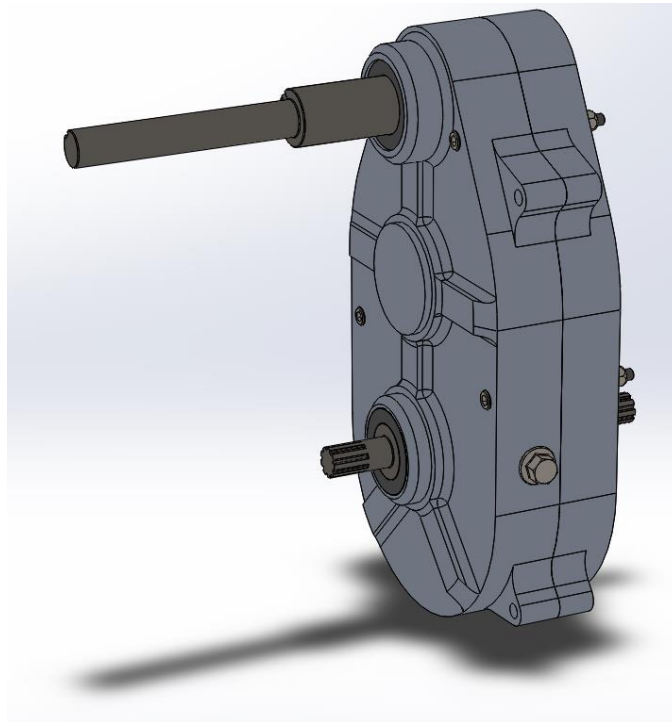
Fonte: Autor (2019).

Figura 38 - Montagem dos elementos internos do sistema de transmissão



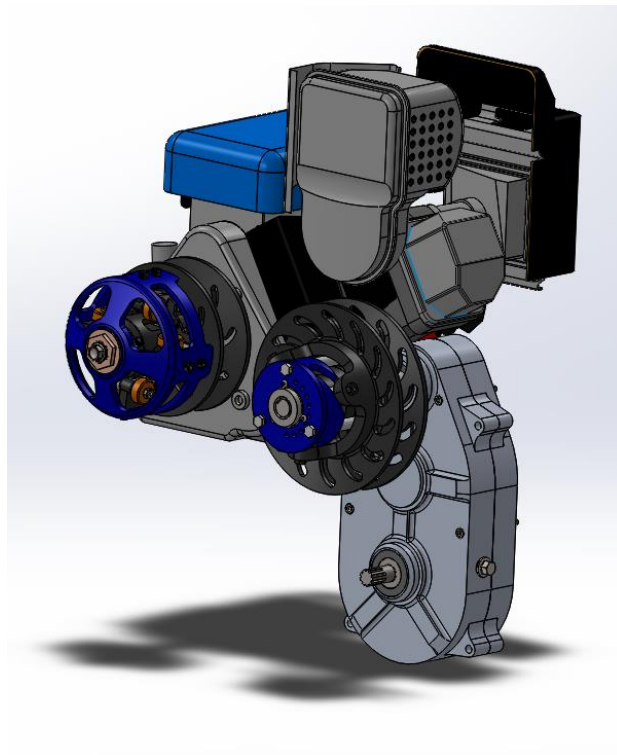
Fonte: Autor (2019).

Figura 39 - Montagem do sistema de transmissão completo



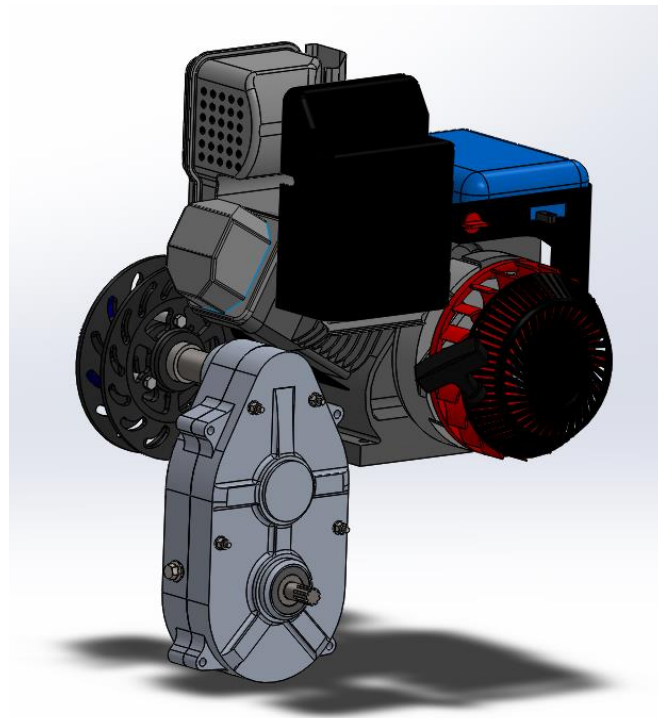
Fonte: Autor (2019).

Figura 40 - Montagem do sistema de *PowerTrain* vista 1



Fonte: Autor (2019).

Figura 41 - Montagem do sistema de *PowerTrain* vista 2



Fonte: Autor (2019).

4.4 Simulação dos elementos em CAE

Para realizar a validação dos elementos mais críticos do sistema, utilizou-se o software *SolidWorks*. Foram aplicadas as cargas em que os elementos estariam expostos (torque e esforços cisalhantes) e posicionados seus pontos de apoio, mancais para eixos e eixo para engrenagens. Desta forma foi possível obter os gradientes de tensão e deslocamento, localizando os pontos de maior tensão nos elementos e analisando com a tensão de escoamento do material selecionado para estes componentes. Desta forma é possível verificar se as tensões são superiores ocasionando assim a falha do componente.

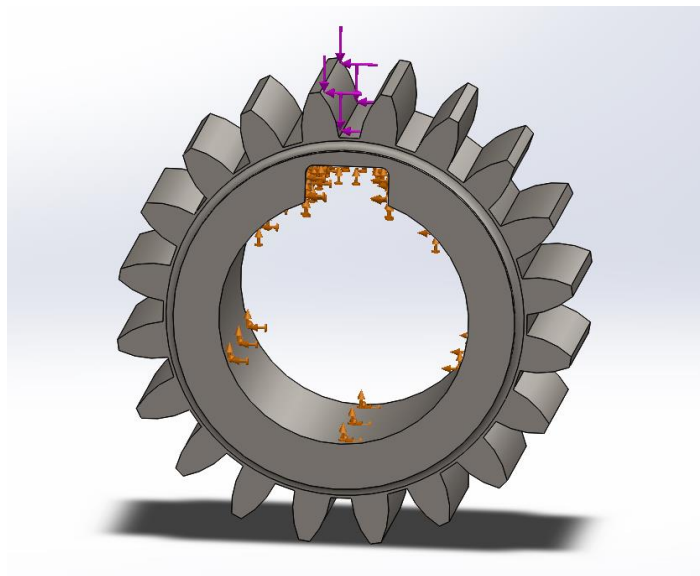
4.4.1 Engrenagens

Visto que as engrenagens 1 e 3, e as engrenagens 2 e 4 são muito similares, foram apenas simuladas as engrenagens que sofrem maiores esforços sendo estas as 3 e 4 (segundo par de engrenagens). Para realizar a simulação, foram aplicadas

as forças calculadas no item 4.2.2 nas componentes X e Y no dente da engrenagem, verificando assim os gradientes de tensão, deslocamento e deformação que a ação destas forças resulta no corpo das engrenagens.

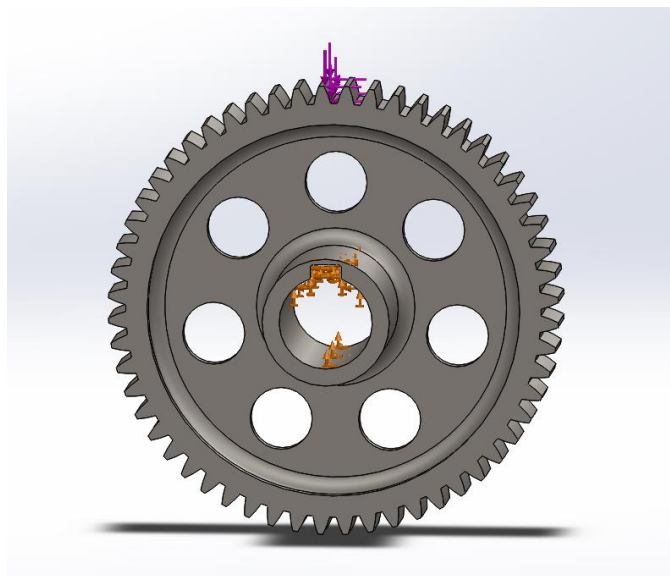
As Figuras 42 e 43 resultam na demonstração das forças aplicadas na engrenagem, onde que esta possui as forças em seu dente e o cubo (local onde acopla ao eixo) da engrenagem está fixo para simular a pior condição que seria o eixo parado e a força agindo no dente.

Figura 42 - Cargas aplicadas na análise da engrenagem 3



Fonte: Autor (2019).

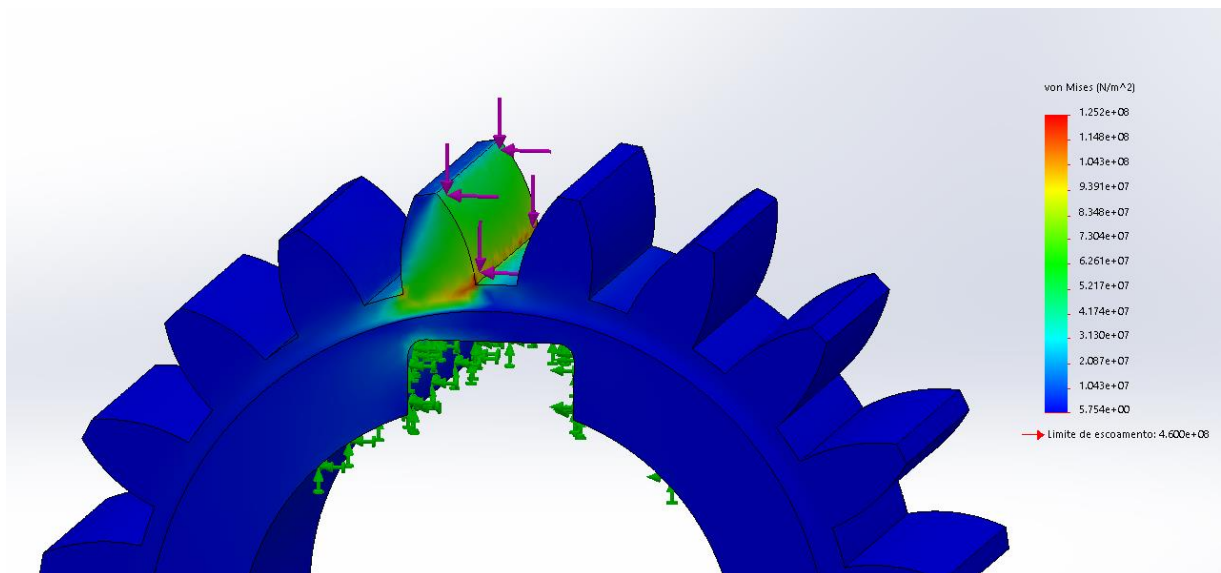
Figura 43 - Cargas aplicadas na análise da engrenagem 4



Fonte: Autor (2019).

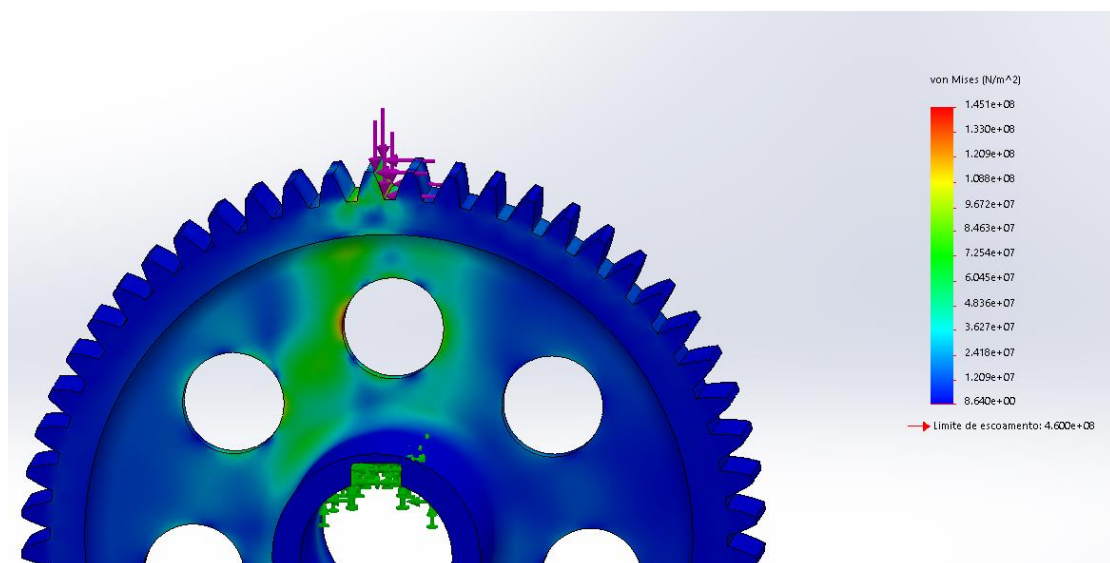
As Figuras 44 e 45 demonstram os gradientes de tensões geradas após a simulação, tendo uma tensão máxima de 124 MPa para a engrenagem 3 e de 145 MPa para a engrenagem 4 localizadas no pé do dente das engrenagens. No furo de alívio de peso da engrenagem 4, também ocorreu um acúmulo de tensão, isso se deve à ausência de massa no local, visto que as forças tendem a comprimir esta área. O material utilizado para a fabricação das engrenagens possui 385 MPa de tensão de escoamento, o valor da maior tensão encontrada ainda é 2,65 vezes menor, sendo assim o componente não irá falhar.

Figura 44 - Gradiente de tensões engrenagem 3



Fonte: Autor (2019).

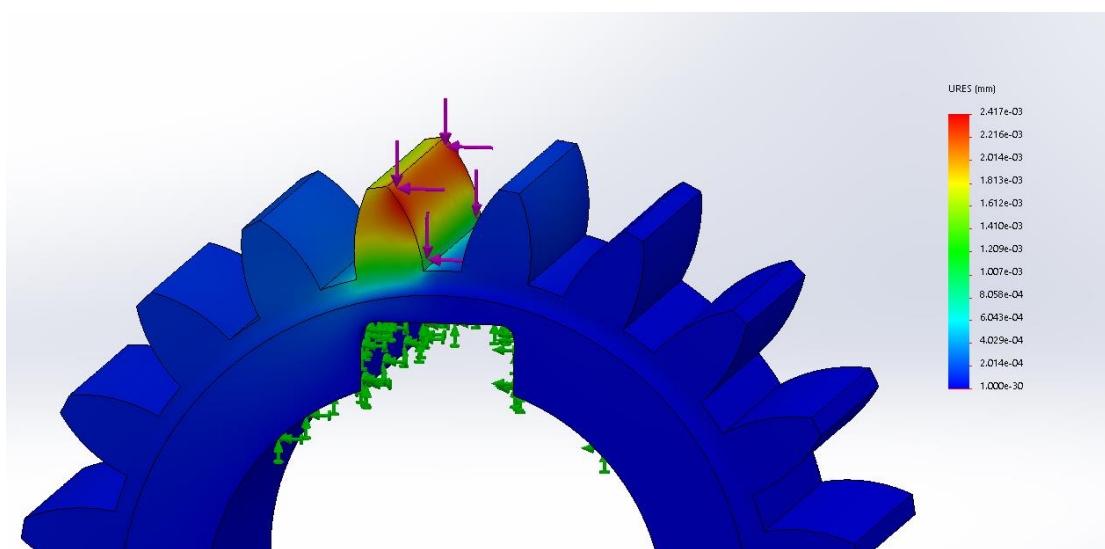
Figura 45 - Gradiente de tensões engrenagem 4



Fonte: Autor (2019).

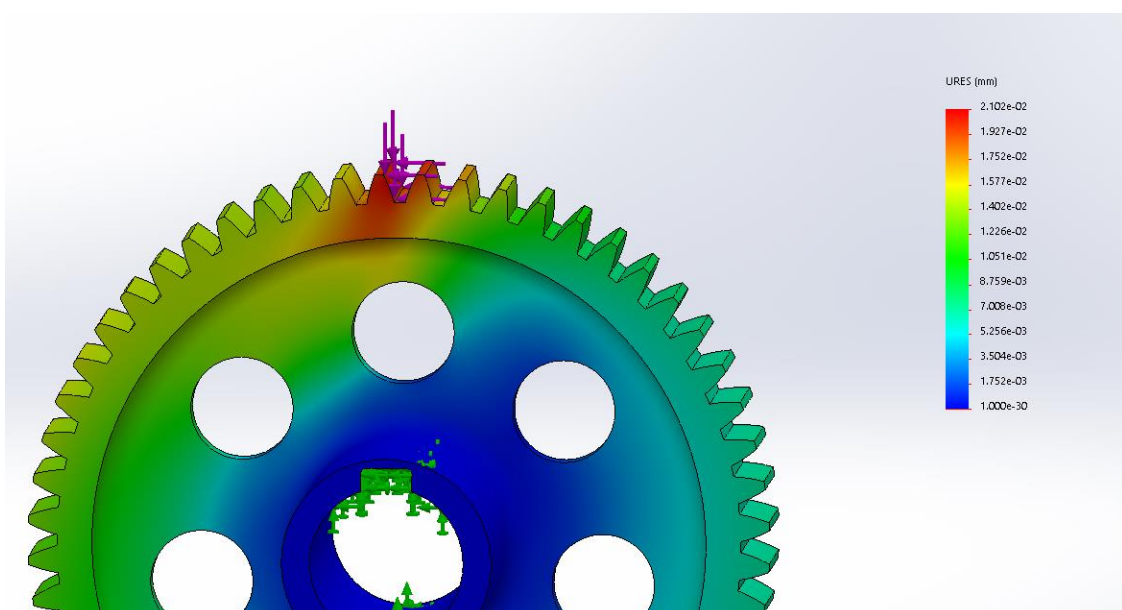
As Figuras 46 e 47 representam o deslocamento sofrido pela incidência das forças. Analisando o gradiente, é possível observar que o maior deslocamento está justamente na parte que ocorre o contato dos dentes com a outra engrenagem, sendo de 0,002 mm para engrenagem 3 e de 0,02 para a engrenagem 4. Estes valores são relativamente baixos para serem considerados como um deslocamento que possa interferir no funcionamento dos elementos. Desta forma, é possível constatar que o deslocamento no dente da engrenagem é desprezível.

Figura 46 - Gradiente de deslocamento engrenagem 3



Fonte: Autor (2019).

Figura 47 - Gradiente de tensões engrenagem 4



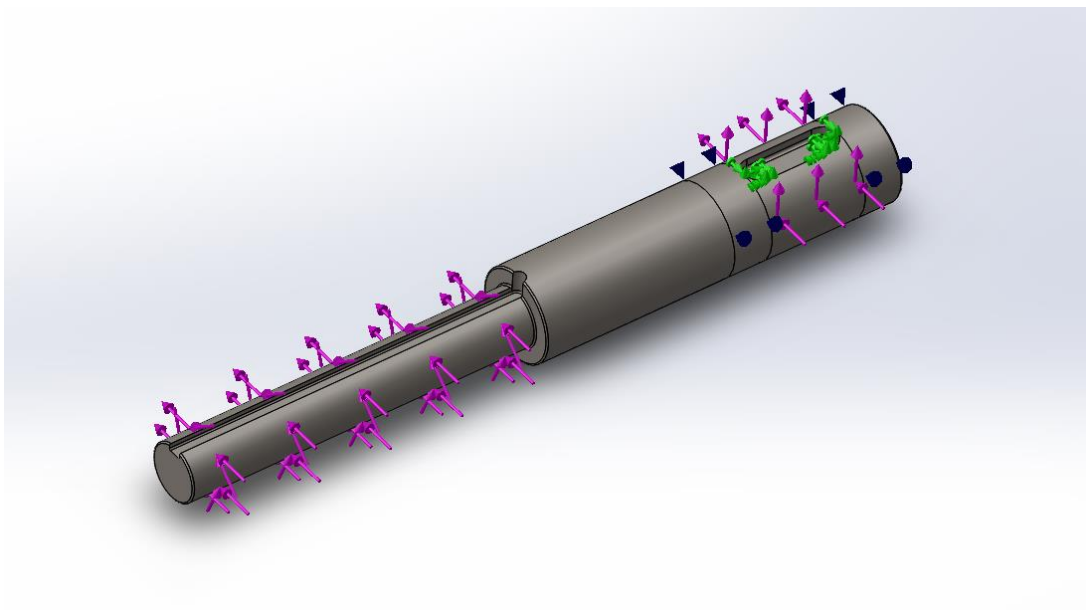
Fonte: Autor (2019).

4.4.2 Eixos

Para a simulação dos eixos, foi levado em consideração o torque presente no eixo, as forças geradas pelas engrenagens, as forças geradas pela polia (somente no eixo 1) e os apoios dos mancais. Igualmente as engrenagens, o eixo precisa ser simulado na pior condição possível, desta forma, se considerou estático o local que conduz a rotação ao elemento seguinte como no primeiro eixo a face da chaveta que gera o arraste a engrenagem, no segundo eixo a face da chaveta que gera o arraste a engrenagem que transmite a rotação para o eixo 3, e no terceiro eixo foram consideradas fixas as pontas de saída da transmissão que levam a rotação as rodas.

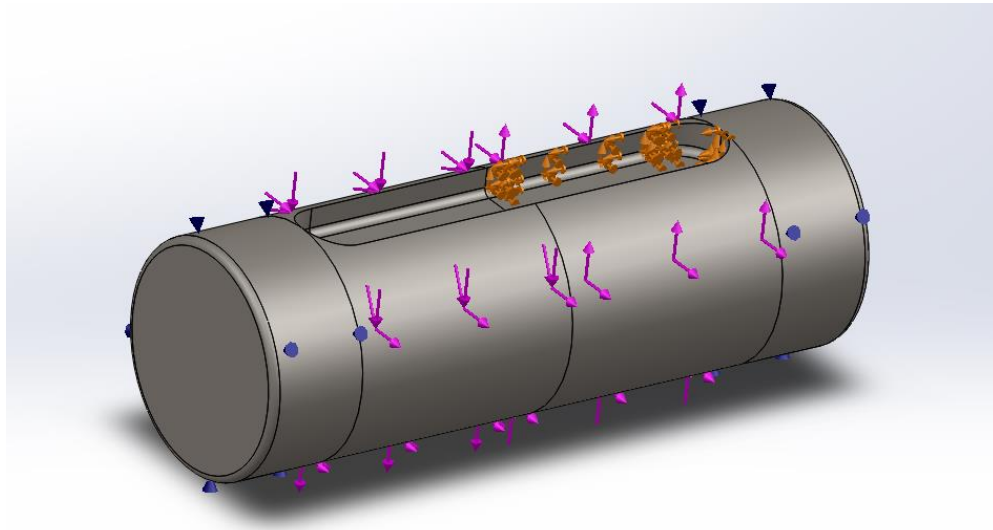
As Figuras 48, 49 e 50 resultam na demonstração das forças aplicadas nos eixos:

Figura 48 - Cargas aplicadas na análise do eixo 1



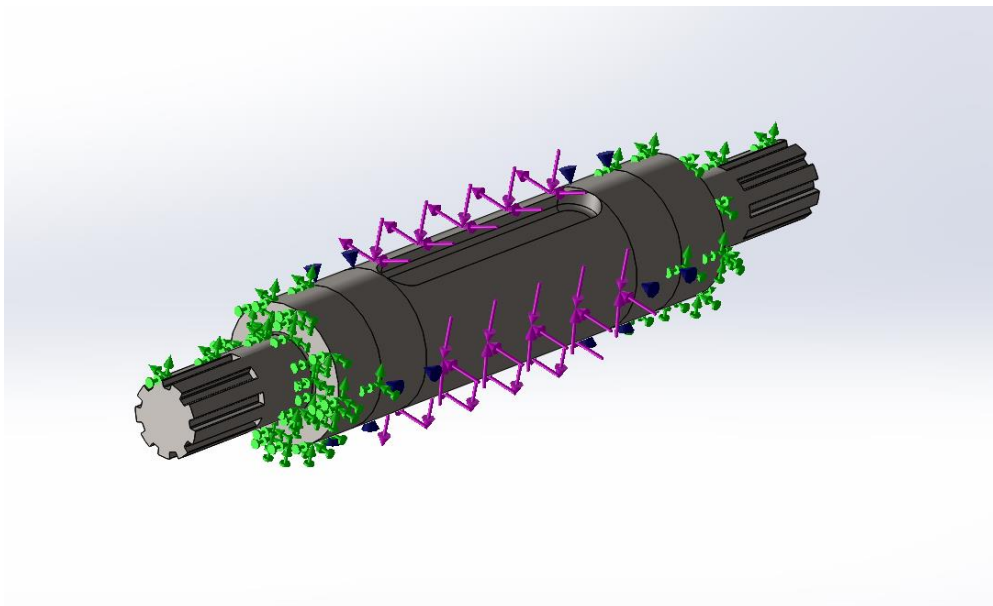
Fonte: Autor (2019).

Figura 49 - Cargas aplicadas na análise do eixo 2



Fonte: Autor (2019).

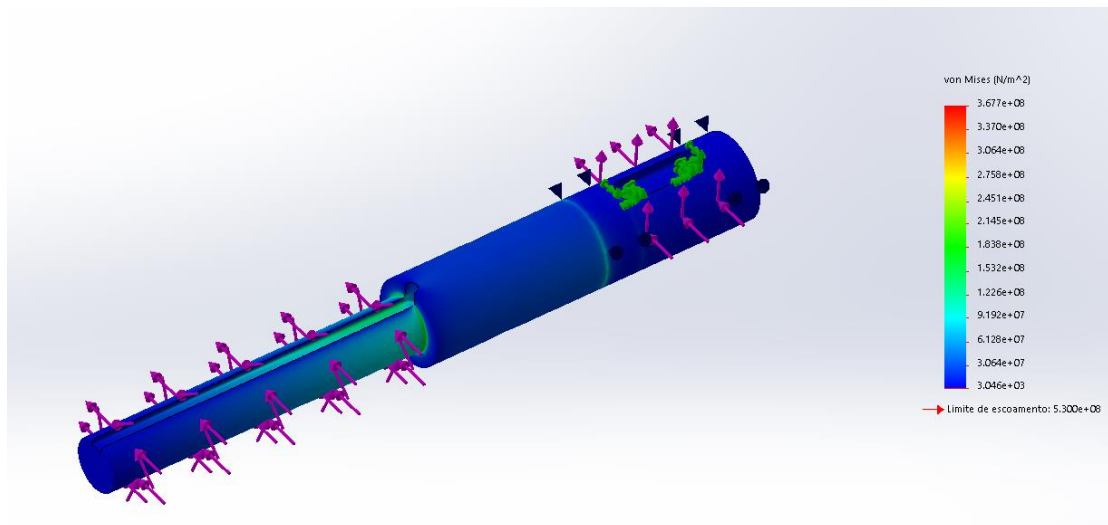
Figura 50 - Cargas aplicadas na análise do eixo 3



Fonte: Autor (2019).

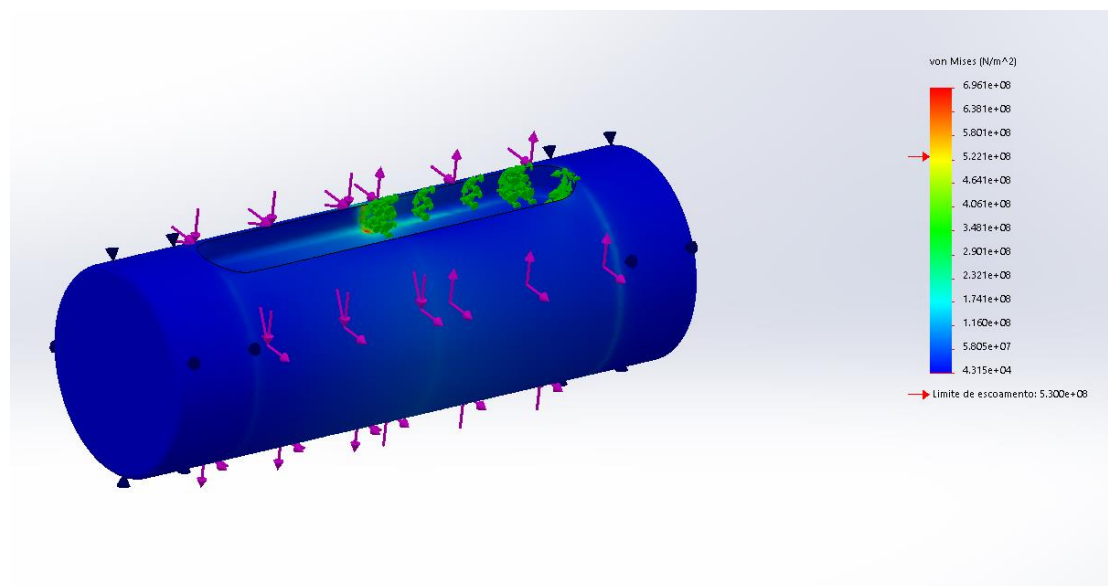
As Figuras 51, 52 e 53 demonstram os gradientes de tensões geradas após a simulação, possuindo uma tensão máxima de 367 MPa para o eixo 1, 696 MPa para o eixo 2 e de 274 MPa para o eixo 3.

Figura 51 - Gradiente de tensões no eixo 1



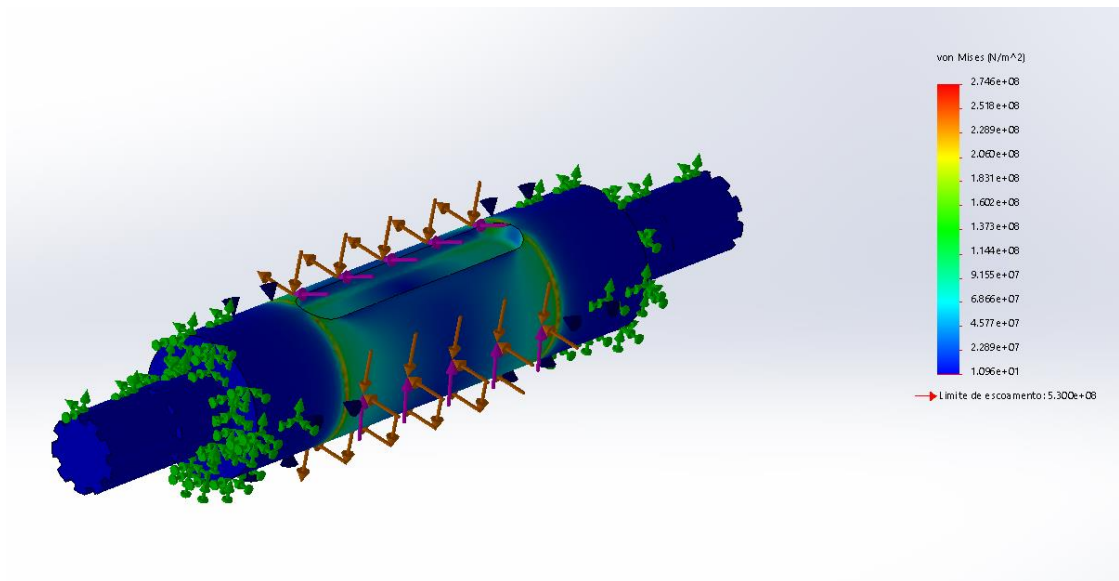
Fonte: Autor (2019).

Figura 52 - Gradiente de tensões no eixo 2



Fonte: Autor (2019).

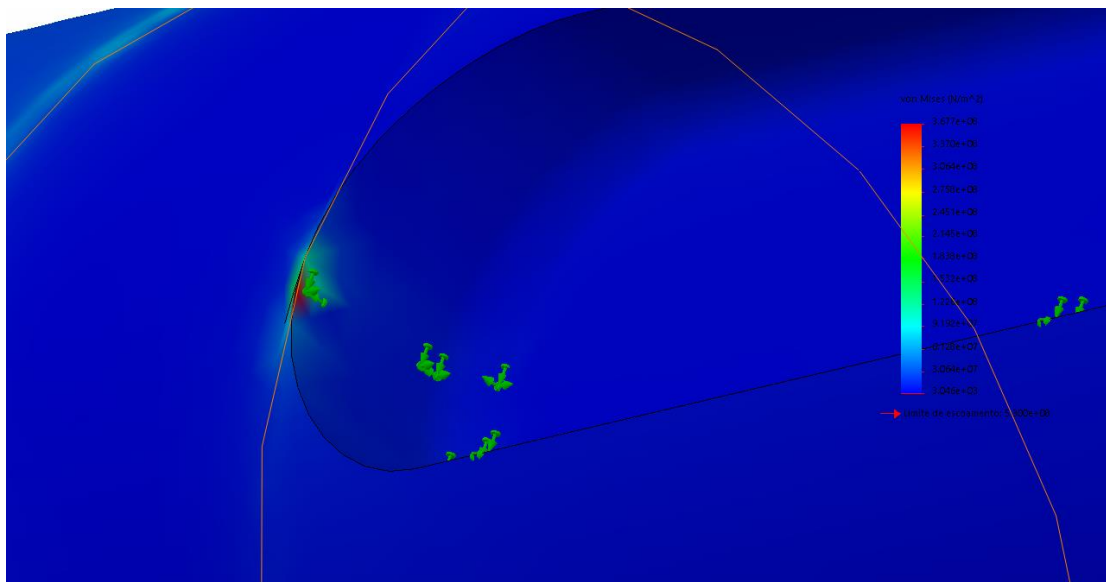
Figura 53 - Gradiente de tensões no eixo 3



Fonte: Autor (2019).

Estas tensões estão presentes nos locais de maior concentração de tensão no eixo. Por exemplo, no eixo 1 a maior tensão está presente no mesmo ponto de maior momento, na chaveta no fim da engrenagem e está representado pela Figura 54.

Figura 54 - Ponto de maior tensão presente no eixo 1

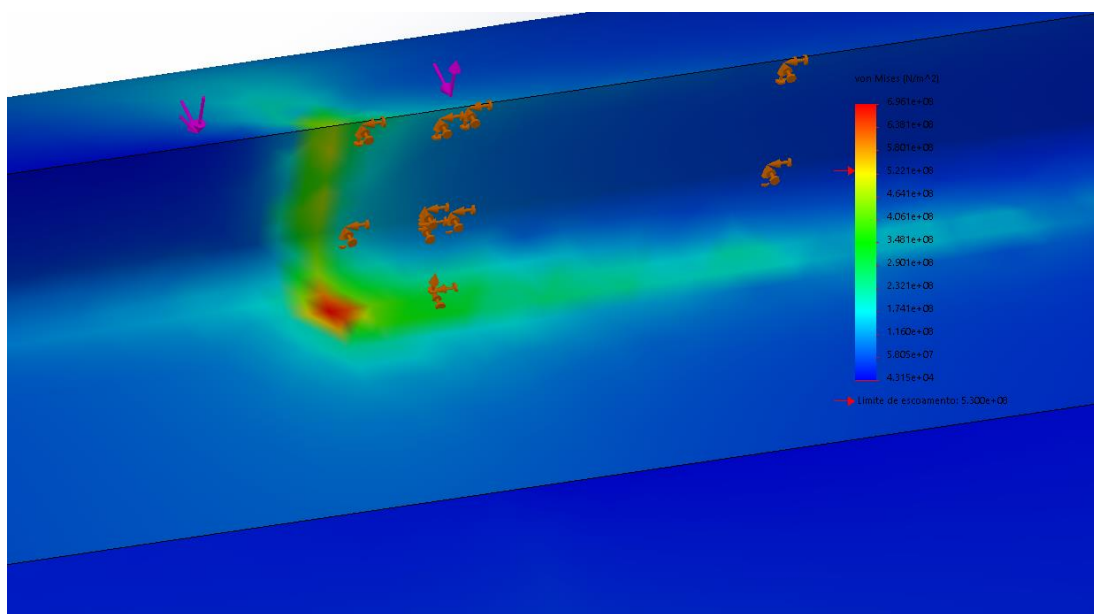


Fonte: Autor (2019).

No eixo 2 é possível identificar um fato extremo que na realidade não acontece, e devido à falta de recurso no software não é possível modelar da forma correta, porém o resultado pode ser usado como análise visual do ponto com maior tensão. O que

ocorre neste ponto é a fronteira entre a engrenagem 3 e 4 onde que a engrenagem 4 está sendo considerada fixa e a 3 está sendo aplicado o torque. Desta forma se estabelece um ponto com acumulo de tensão pois o software gera um canto vivo expresso pela aresta de divisão entre os elementos e pode ser visto na Figura 55. Em uma condição real existe a presença de uma chaveta no local, distribuindo esta tensão sobre sua face. Sendo assim, o acumulador de tensão gerado pela simulação teoricamente seria eliminado.

Figura 55 - Ponto de maior tensão presente no eixo 2

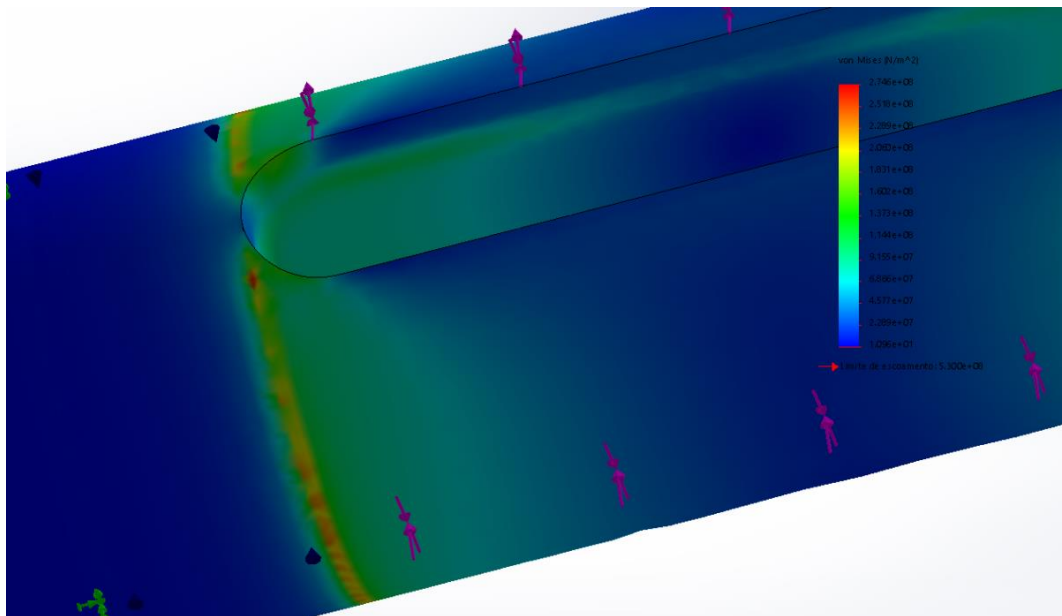


Fonte: Autor (2019).

Na realidade este fato não ocorre desta forma, visto que a chaveta acoplada ao eixo elimina o ponto vazio que forma a aresta acumuladora de tensão.

Já para o eixo 3 o maior concentrador de tensão ocorre nas fronteiras da engrenagem, onde acaba o rasgo de chaveta, sendo um ponto propício para acumulo de tensões e está demonstrado na Figura 56.

Figura 56 - Ponto de maior tensão presente no eixo 3

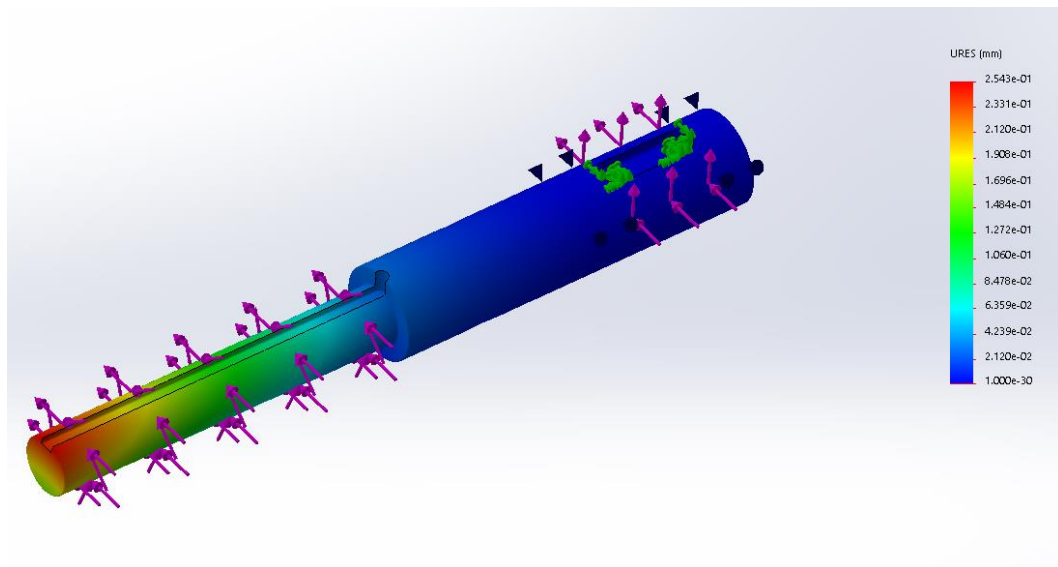


Fonte: Autor (2019).

O material utilizado para a fabricação dos eixos possui 800 MPa de tensão de escoamento, o valor da maior tensão encontrada ainda é 1,46 vezes menor, porém esta não é a condição real por se tratar do fato citado a cima. A segunda maior tensão é 2,17 vezes menor que o escoamento do material. Sendo assim os elementos não irão falhar.

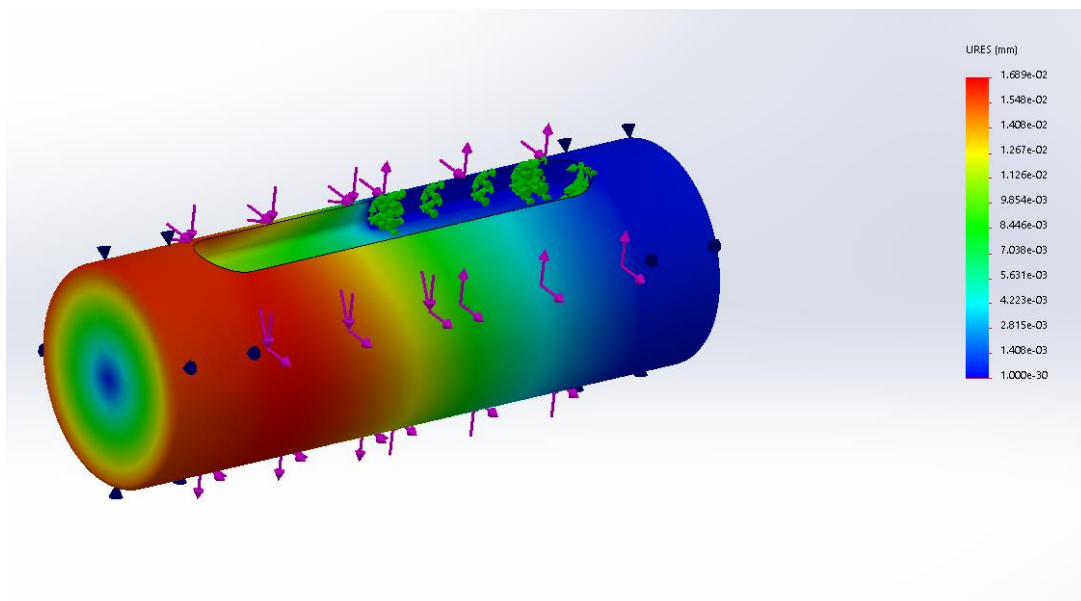
Os gradientes presentes nas Figuras 57, 58 e 59 representam o deslocamento sofrido pela incidência das forças aos eixos. Realizando a análise é possível observar que no eixo 1 o maior deslocamento se faz presente no ponto mais distante do mancal, onde está localizada a CVT. Este deslocamento possui magnitude de 0,2 mm e não interfere no funcionamento do sistema, visto que a força gerada pela polia é a causadora deste efeito. Para os eixos 2 e 3 os valores de deslocamento são respectivamente 0,017 mm e 0,015 mm e ocorrem pelo efeito de torção do eixo gerado pelo torque, visto que a deformação por flexão é quase nula e não possui magnitude considerável pois os apoios estão próximos das forças fletoras. Os valores gerados pela torção são baixos e não afetam o funcionamento do sistema.

Figura 57 - Gradiente de deslocamento no eixo 1



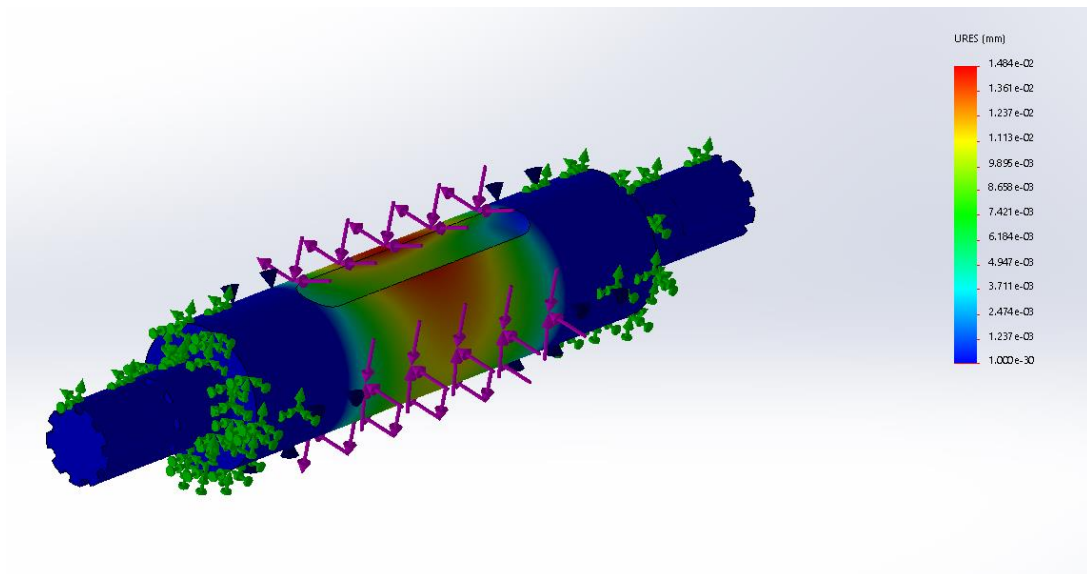
Fonte: Autor (2019).

Figura 58 - Gradiente de deslocamento no eixo 2



Fonte: Autor (2019).

Figura 59 - Gradiente de deslocamento no eixo 3



Fonte: Autor (2019).

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve a finalidade de dimensionar os elementos internos de uma caixa de redução para utilização em um veículo protótipo da equipe BAJA UNIVATES *Team*, com a finalidade de agregar valor e conhecimento ao projeto de engenharia em questão.

Foi realizado o dimensionamento das engrenagens, eixos, chavetas e mancais que compõem os elementos internos do sistema de transmissão, além do modelamento do sistema em *software* 3D e simulação de elementos finitos para análise de tensões e deformação dos eixos e engrenagens.

Após obter os dados de entrada, foi possível dar início ao dimensionamento dos elementos. Buscando atender os esforços impostos ao sistema, foram definidas as dimensões dos componentes através da metodologia desenvolvida no trabalho seguindo a bibliografia adotada. Assim, após a obtenção dos resultados foi possível modelar os elementos, facilitando a visualização da sua forma final de construção. A modelagem também serviu para realizar a simulação de elementos finitos.

Realizando a análise de elementos finitos, foi possível comprovar que as tensões que agem nos componentes dimensionados, não são superiores as tensões suportadas pelos elementos. Assim, pode-se concluir que o dimensionamento realizado é capaz de suportar os esforços atuantes no sistema.

Também, além de realizar o dimensionamento do sistema, criou-se uma metodologia que pode ser seguida nos futuros projetos da equipe para dimensionamento dos novos sistemas de transmissão.

REFERÊNCIAS

BOSCH, R. G. **Manual de tecnologia automotiva**. 35. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BRIGGS & STRATTON DO BRASIL. **Catálogo do motor**. Milwaukee, 2013.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley: projeto de Engenharia Mecânica**.

CHEMIN, Beatris Francisca. **Manual da Univates para trabalhos acadêmicos: planejamento, elaboração e apresentação**. 3. ed. Lajeado: Univates, 2015.

GERDAU. **Manual de aços**. Edição 2003. Disponível em: <https://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/maprotec/catalogo_acos_gerdau.pdf>. Acesso em: 12 nov. 2019.

GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4. ed. São Paulo: Atlas, 2002.

LOURENÇO, V. S. **Variador de velocidade**. Monografia (Graduação) - Universidade Metodista de Piracicaba, Santa Bárbara D'Oeste, 1998.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 9. ed. São Paulo: Erica, 2009.

MORAIS, R. F. **Simulação de desempenho veicular utilizando a metodologia Holmes**. Monografia (Graduação) - UNICAMP, jan. 2001.

NORTON, Robert. **Projeto de máquinas**. Porto Alegre: Bookman, 2013.

SANTOS, A. **Apostila engrenagens cilíndricas de dentes retos**. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~lafer/em618/pdf/Apostila%20Engrenagens%204.pdf>>. Acesso em: 02 maio 2019.

SEW DO BRASIL. **Moto redutores**. Catálogo 8/88 ed. 06/93.

SKF. **Catálogo rolamento de esferas**. Disponível em: <<http://www.skf.com>>. Acesso em: 12 nov. 2019.

SOUSA, Harlan E. A. **Projeto de uma caixa de redução fixa para veículo mini baja do IFPB**. 2011. Monografia (Graduação) – Curso de Tecnologia em Automação Industrial. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba, João Pessoa, 2010.

YOK – Comércio e Rep. de Máquinas Ltda. **Catálogo Inovação em Redutores - Redutores Reduciclo**, 1996.

ANEXOS

ANEXO A - Tabela de aços (engrenagem)

Qualidade		Condição	Temperatura de austenitização (°C)	Resist. à tração (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	Alongamento (%)	Redução de área (%)	Dureza (HB)	Impacto (J)
GERDAU	AISI (1)								
4130	4130	Normalizado	870	670	435	25,5	60	197	87
		Recozido	865	560	360	28,2	56	156	62
4140	4140	Normalizado	870	1020	655	17,7	47	302	23
		Recozido	815	655	420	25,7	57	197	54
4150	4150	Normalizado	870	1160	740	11,7	31	321	12
		Recozido	815	730	380	20,2	40	197	24
4320	4320	Normalizado	895	795	460	20,8	51	235	73
		Recozido	850	580	430	29,0	58	163	110
4340	4340	Normalizado	870	1280	860	12,2	36	363	16
		Recozido	810	745	475	22,0	50	217	52
4820	4820	Normalizado	860	760	485	24,0	59	229	110
		Recozido	815	685	460	22,3	59	197	94
5140	5140	Normalizado	870	795	475	22,7	59	229	38
		Recozido	830	570	295	28,6	57	167	41
5160	5160	Normalizado	860	960	530	17,5	45	269	11
		Recozido	815	725	275	17,2	31	197	10
6150	6150	Normalizado	870	940	615	21,8	61	269	35
		Recozido	815	665	415	23,0	48	197	27
8620	8620	Normalizado	915	635	360	26,3	60	183	100
		Recozido	870	540	385	31,3	62	149	115

Fonte: Gerdau (2003).

ANEXO B - Tabela de aços (eixo)

GERDAU	AISI (1)	Temperatura de revenimento (°C)	Resistência à tração (MPa)	Escoamento (MPa)	Alongamento (%)	Redução de área (%)	Dureza (HB)
5160	5160	205	2220	1793	4	10	627
		315	1999	1772	9	30	555
		425	1606	1462	10	37	461
		540	1165	1041	12	47	341
		650	896	800	20	56	269
6150	6150	205	1931	1689	8	38	538
		315	1724	1572	8	39	483
		425	1434	1331	10	43	420
		540	1158	1069	13	50	345
		650	945	841	17	58	282
8630	8630	205	1641	1503	9	38	465
		315	1482	1392	10	42	430
		425	1276	1172	13	47	375
		540	1034	896	17	54	310
		650	772	689	23	63	240
8640	8640	205	1862	1669	10	40	505
		315	1655	1517	10	41	460
		425	1379	1296	12	45	400
		540	1103	1034	16	54	340
		650	896	800	20	62	280

Fonte: Gerdau (2003)

ANEXO C - Tabela de aços (chaveta)

Qualidade		Condição	Temperatura de austenitização (°C)	Resist. à tração (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	Alongamento (%)	Redução de área (%)	Dureza (HB)	Impacto (J)
GERDAU	ANSI(1)								
1015	1015	Laminado	-	420	315	39,0	61	126	111
		Normalizado	925	425	325	37,0	70	121	115
		Recozido	870	385	285	37,0	70	111	115
1020	1020	Laminado	-	450	330	36,0	59	143	87
		Normalizado	870	440	345	35,8	68	131	118
		Recozido	870	395	295	36,5	66	111	123
1030	1030	Laminado	-	550	345	32,0	57	179	75
		Normalizado	925	525	345	32,0	61	149	94
		Recozido	845	460	345	31,2	58	126	69
1040	1040	Laminado	-	620	415	25,0	50	201	49
		Normalizado	900	595	370	28,0	55	170	65
		Recozido	790	520	350	30,2	57	149	45
1050	1050	Laminado	-	725	415	20,0	40	229	31
		Normalizado	900	750	430	20,0	39	217	27
		Recozido	790	635	365	23,7	40	187	18
1060	1060	Laminado	-	815	485	17,0	34	241	18
		Normalizado	900	775	420	18,0	37	229	14
		Recozido	790	625	370	22,5	38	179	11
1080	1080	Laminado	-	965	585	12,0	17	293	7
		Normalizado	900	1015	525	11,0	21	293	7
		Recozido	790	615	380	24,7	45	174	7
1095	1095	Laminado	-	965	570	9,0	18	293	4
		Normalizado	900	1015	505	9,5	14	293	5
		Recozido	790	655	380	13,0	21	192	3
1117	1117	Laminado	-	490	305	33,0	63	143	81
		Normalizado	900	470	305	33,5	54	137	85
		Recozido	860	430	285	32,8	58	121	94
1137	1137	Laminado	-	625	380	28,0	61	192	83
		Normalizado	900	670	400	22,5	49	197	64
		Recozido	790	585	345	26,8	54	174	50
1141	1141	Laminado	-	675	360	22,0	38	192	11
		Normalizado	900	710	405	22,7	56	201	53
		Recozido	815	600	355	25,5	49	163	34
1144	1144	Laminado	-	700	420	21,0	41	212	52
		Normalizado	900	670	400	21,0	40	197	43
		Recozido	790	585	345	28,8	41	167	65

Fonte: Gerdau (2003).

ANEXO D - Tabela de mancais

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de carga de fadiga	Classificações de velocidade		Designação	Designações
			dinâmica	estática		Velocidade de referência	Velocidade-limite	Bearing	Anel de retenção
d	D	B	C	C ₀	P _u				
mm			kN		kN	r/min			
↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕	↕
30	72	19	29.6	16	0.67	20000	13000	6306-ZNR	SP 72
30	42	10	3.58	2.9	0.125	34000	17000	W 63806-2RZ	
30	72	19	29.6	16	0.67		6300	▶ 6306-2RS1	
30	72	19	29.6	16	0.67		6300	6306-2RSH	
30	55	13	13.8	8.3	0.355		8000	6006-RS1	
30	42	10	3.58	2.9	0.125	34000	20000	W 63806	
30	42	7	4.1	2.9	0.146	32000	20000	▶ 61806	
30	37	4	0.65	0.53	0.022	36000	18000	W 61706-2RZ	
30	47	9	6.24	5	0.212		8500	▶ W 61906-2RS1	
30	72	19	22.9	15	0.64	22000	11000	W 6306-2RZ	
30	72	19	22.9	15	0.64	22000	11000	W 6306-2Z	
30	72	19	29.6	16	0.67	20000	13000	▶ 6306	
30	62	16	20.9	16.3	0.695	20000	12000	206	
30	72	19	29.6	16	0.67	20000	11000	6306-2ZNR	SP 72
30	55	13	11.4	8.15	0.355	28000	17000	W 6006	
30	72	19	29.6	16	0.67		6300	6306-RSH	
30	72	19	29.6	16	0.67		6300	6306-RS1	
30	55	13	13.8	8.3	0.355	28000	17000	6006-Z	
30	62	16	20.3	11.2	0.475	24000	12000	▶ 6206-2Z	
30	55	13	11.4	8.15	0.355		8000	▶ W 6006-2RS1	
30	72	19	29.7	21.6	0.93	18000	8800	306-2Z	
30	47	9	7.28	4.55	0.212		8500	▶ 61906-2RS1	
30	72	19	22.9	15	0.64		6300	▶ W 6306-2RS1	

Fonte: SKF (2019, dados digitais).



UNIVATES

R. Avelino Talini, 171 | Bairro Universitário | Lajeado | RS | Brasil
CEP 95914.014 | Cx. Postal 155 | Fone: (51) 3714.7000
www.univates.br | 0800 7 07 08 09